



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**CONCEPÇÃO DE UM VEÍCULO SAE/BAJA EM
AMBIENTE MULTICORPOS**

**Autora: Larissa Guimarães Massote
Orientadora: Dra. Rita de Cássia Silva**

**Brasília, DF
2016**



Larissa Guimarães Massote

Concepção de um veículo SAE/Baja em ambiente multicorpos

Monografia submetida ao curso de graduação em engenharia automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em engenharia automotiva.

Orientadora: Profa. Dra. Rita de Cássia Silva

Brasília, DF

2016

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Guimarães Massote, Larissa.

Concepção de um veículo SAE/Baja em ambiente multicorpos. Larissa Guimarães Massote. Brasília: UnB, 2016. 103 p. : il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2016. Orientação: Dra. Rita de
Cássia Silva.

1. Dinâmica de Veículos. 2. Multicorpos. 3. Suspensão I.
Cássia Silva, Rita. II. Concepção de um veículo SAE/Baja em
ambiente multicorpos

CDU Classificação

Concepção de um veículo SAE/Baja em ambiente multicorpos

Larissa Guimarães Massote

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 06 de dezembro de 2016 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Profa. Dra.: Rita de Cássia Silva, UnB/ FGA

Orientadora

Prof. Dr.: Alessandro B. de S. Oliveira, UnB/ FGA

Membro Convidado

Prof. Dr.: Mateus Rodrigues Miranda, UnB/ FGA

Membro Convidado

DEDICATÓRIA

*Dedico esse trabalho a todos os
atuais, futuros e ex membros da Equipe
UnBaja.*

Larissa Guimarães Massote

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a minha família, em especial, meus pais Elila e Wilson, minha irmã Elissa e minhas primas Raquel e Diná, os quais me deram apoio durante todo o curso e, muitas vezes, me ensinaram a ver coisas boas mesmo em momentos de dificuldade. Obrigada por cada palavra, pensamento e olhar de aprovação e desaprovação durante esse período com tantas fases diferentes. Agradeço também a minha irmã Mariana que com a simplicidade de cada sorriso e abraço me fez descontraír de momentos em que a preocupação com os estudos estava ofuscando as coisas simples e bonitas da vida.

Agradeço os professores da Engenharia Automotiva, e outros professores em que tive oportunidade de aprender sobre a arte da Engenharia. Agradeço especialmente minha orientadora Profa. Dra. Rita de Cássia Silva, que me ensinou, principalmente, que com dedicação é possível alcançar o que queremos.

Agradeço também a equipe de Competição Universitária UnBaja e seus fundadores por terem me acolhido e, com ensinamentos práticos e teóricos complementaram a minha graduação. Aos técnicos da Faculdade do Gama, Clóvis, Danilo, José Henrique e Jackson, por além de trabalharem nos ajudando, também ensinaram, sempre que possível, sobre a vida fora da Universidade.

E por último, mas não menos importante, agradeço aos amigos e colegas de curso, João Paulo Mendonça, Larissa Gavino, Luciana Gomes, Luciano de Paula, Luiza Daher, Malthus Rodrigues, Matheus Barros, Marcus Vinícius Mendonça, Pedro Henrique Dalvi, Raysa Sales, Renato Lucas Carvalho, Rodrigo Eckstein, Sarah Sena, Stefany Aquino, Vinícius Lara e todos da república Friboi e Tião Carreiro, que souberam os momentos certos para dar uma força e motivação para continuar seguindo em frente e por entenderem melhor do que ninguém as nossas preocupações durante a graduação.

Larissa Guimarães Massote

“Se você tem conhecimento, deixe os outros acenderem as suas velas nele.”

Margaret Fuller

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo apresentar a modelagem multicorpos de um veículo SAE/Baja em ambiente Multicorpos. Os subsistemas desenvolvidos desde o projeto em CAD até a criação nesse ambiente foram as suspensões dianteira e traseira e o chassi. Os subsistemas freio, direção e motor foram adaptados do protótipo de veículo disponibilizado pela MSC software disponível no endereço eletrônico (<https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=KB8017706>).

Quanto ao veículo completo, o mesmo foi basicamente testado na condição de *Straight Line Events > Power-off Straight Line*. A modelagem dos subsistemas baseia-se nos requisitos de projetos tais como, ser de fácil manutenção, baixo custo e competitivo, assim como o estabelecimento de parâmetros de suspensão, câmber, caster e convergência compatíveis com esse tipo de veículo. Os *softwares* CATIA® V5 e o ADAMS/Car® foram utilizados na modelagem de todos os subsistemas. No entanto, na modelagem do veículo completo e teste básico, acima referido, constatou-se um problema no semieixo de transmissão do motor para as rodas traseiras, o que impediu que avaliações mais aprofundadas do veículo fossem realizadas, impossibilitando, por vezes, a completa simulação do veículo (resolução do sistema de equações dinâmicas). Nesse contexto, dedica-se parte do presente trabalho para a descrição dos problemas enfrentados e das soluções técnicas parciais que foram implementadas, a fim de se obter um veículo completo operacional. Ressalta-se, contudo, que nem todos os problemas foram solucionados, o que resultou em um projeto com necessidade, ainda, de implementações.

Palavras-Chaves: Modelagem multicorpos, Baja SAE, UnBaja.

ABSTRACT

The following work has as objective present the multibody modeling of a SAE/Baja vehicle. The front suspension, rear suspension and the chassis subsystems were developed from the CAD project and applied on the multibody system. The braking, steering and engine subsystem were adapted from the prototype provided by MSC available at the website (<https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=KB8017706>).

The full vehicle was tested using the *Straight Line Events > Power-off Straight Line* condition. The subsystem modeling is based on reach requirements such as being easy maintenance, low cost and competitive, as well as the establishment of suspensions parameters such as camber, caster and toe, compatible with this kind of vehicle. The softwares CATIA® V5 and ADAMS/Car ® were utilized to model all subsystems. However, in the full vehicle modeling and basic tests, previously presented, an error was found in the semi axle who make the transmission from the engine to the rear tires which prevented further evaluations of the vehicle behavior, sometimes making it impossible to complete simulation of the vehicle (due resolution of the system of dynamic equations). In this context, part of the present work is dedicated to describe the problems faced and the partial technical solutions applied, in order to obtain a operational full vehicle model. It stands out that, however, not all problems were solved which resulted in a project in need of further implementations.

Keywords: Multibody modeling, Baja SAE, UnBaja

SUMÁRIO

| | |
|---|-----------|
| INTRODUÇÃO | 15 |
| 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO | 15 |
| 1.2 MOTIVAÇÃO..... | 16 |
| 1.3 JUSTIFICATIVA | 16 |
| 1.4 OBJETIVO..... | 17 |
| 1.5 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO | 17 |
| 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 18 |
| 2.1 COMPETIÇÕES UNIVERSITÁRIAS SAE | 18 |
| 2.2 TIPOS E ASPECTOS GERAIS DA SUSPENSÃO VEICULAR | 22 |
| 2.2.1 Duplo A | 23 |
| 2.2.2 Trailing arm | 24 |
| 2.2.3 Parâmetros de Suspensão..... | 24 |
| 2.3 ANÁLISE EM AMBIENTE MULTICORPOS | 28 |
| 3 METODOLOGIA..... | 31 |
| 3.1 CARACTERÍSTICAS DO PROJETO DO UNBAJA | 31 |
| 3.2 MODELAGEM 3D DOS SUBSISTEMAS | 32 |
| 3.4 MODELAGEM MULTICORPOS DOS SUBSISTEMAS..... | 34 |
| 3.4.1 Suspensão Dianteira | 35 |
| 3.4.2 Suspensão Traseira | 35 |
| 3.4.3 Direção..... | 36 |
| 3.4.4 Chassi..... | 37 |
| 4 ANÁLISE DE RESULTADOS..... | 39 |
| 4.1 RESULTADOS SUSPENSÃO DIANTEIRA..... | 39 |
| 4.1.1 Altura do Centro de Rolagem..... | 39 |
| 4.1.2 Câmber..... | 41 |
| 4.1.3 Caster | 41 |
| 4.1.4 Convergência | 42 |
| 4.1.5 Inclinação do Pino Mestre | 43 |
| 4.2 RESULTADOS SUSPENSÃO TRASEIRA | 43 |
| 4.3 DIFICULDADES DE MODELAGEM | 45 |
| 5 CONCLUSÃO..... | 49 |
| 5.1 CONCLUSÕES | 49 |
| 5.2 TRABALHOS FUTUROS | 49 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 51 |
| ANEXOS..... | 52 |

| | |
|---|--------------------------------------|
| TUTORIAL: TEMPLATE SUSPENSÃO DIANTEIRA..... | Erro! Indicador não definido. |
| TUTORIAL: TEMPLATE SUSPENSÃO TRASEIRA | Erro! Indicador não definido. |
| TABELA DE COMMUNICATORS | 53 |
| TABELA DAS JUNTAS | 55 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1 - Trabalhos de Conclusão de Curso sobre Baja e Fórmula SAE..... | 18 |
| Figura 2 – Desenho em CAD da suspensão Duplo A..... | 23 |
| Figura 3 – Arco da Suspensão da suspensão da equipe UnBaja | 23 |
| Figura 4 – Suspensão <i>Trailing Arm</i> . Fonte: Jazar, R. (2008)..... | 24 |
| Figura 5 - Sistema de coordenadas da SAE (Gillespie, 1992)..... | 25 |
| Figura 6 – Câamber de uma suspensão vista de frente (Nicolazzi, L.C., <i>et al</i> , 2008) | 25 |
| Figura 7 – Visualização da convergência | 26 |
| Figura 8 – Visualização do ângulo de Caster Positivo (Adaptado de: Jazar, R., 2008) | 26 |
| Figura 9 - Altura do centro de rolagem da suspensão da Equipe UnBaja. | 27 |
| Figura 10 – Inclinação e <i>off-set</i> do pino mestre (Adaptado de: Gillespie,1992)..... | 28 |
| Figura 11 – Esboço das linhas na etapa de modelagem CAD – vista isométrica..... | 33 |
| Figura 12 – CAD da suspensão dianteira | 33 |
| Figura 13 – CAD da suspensão traseira..... | 33 |
| Figura 14 – CAD do chassi..... | 34 |
| Figura 15 – Resultado final da Modelagem da Suspensão dianteira..... | 35 |
| Figura 16 – Modelagem suspensão traseira em ambiente multicorpos | 36 |
| Figura 17 – Subsistema de direção em ambiente multicorpos. | 37 |
| Figura 18 – Assembly suspensão dianteira com direção | 37 |
| Figura 19 – Modelagem do chassi em ambiente multicorpos | 38 |
| Figura 20 – Gráfico de variação da altura do centro de rolagem | 40 |
| Figura 21 – Método de obtenção da altura do centro de rolagem do ADAMS/Car (Fonte: Help Adams/Car)..... | 40 |
| Figura 22 – Gráfico de variação de Câamber X Curso da Suspensão..... | 41 |
| Figura 23 – Gráfico de variação do ângulo de caster no ADAMS/Car | 42 |
| Figura 24 – Gráfico da variação do ângulo de convergência no ADAMS/Car | 42 |

| | |
|---|----|
| Figura 25 – Gráfico de variação da inclinação do pino mestre no ADAMS/Car..... | 43 |
| Figura 26 – Variação do ângulo de câmber traseiro no ADAMS/Car..... | 44 |
| Figura 27 – Variação do ângulo de convergência traseira no software ADAMS/Car | 45 |
| Figura 28 – Representação da junta homocinética | 46 |
| Figura 29 - Translação necessária para movimento da suspensão | 47 |
| Figura 30 - Separação dos semi-eixos durante a análise. | 47 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 1 - Nomenclaturas..... | 29 |
| Tabela 2 – Parâmetros estáticos definidos..... | 32 |
| Tabela 3 – Exemplo da tabela de <i>communicators</i> | 45 |

INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta a contextualização sobre o tema abordado durante o trabalho, assim como os objetivos, motivação, justificativa e organização do mesmo.

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

A aplicação prática do conhecimento adquirido em sala de aula, durante a Graduação em Engenharia Automotiva, aproxima o estudante das ferramentas de construção e também é um estímulo para a criatividade, que será útil no momento que for solicitada em um projeto na vida profissional. Nesse contexto, que a SAE (*Society of Automotive Engineers*) lançou desafios de projeto, Fórmula SAE, Baja SAE e SAE AeroDesign, aos estudantes, visando fomentar a preparação do estudante para o mercado de trabalho.

O projeto Baja SAE consiste em desenvolver um protótipo de um veículo *off road* monoposto, segundo regulamentos que se aplicam à concepção, ao projeto e à construção do protótipo. Anualmente, as equipes formadas por estudantes de Graduação em Engenharia, encontram-se na Competição Baja SAE. No Brasil, a competição Nacional recebe o nome de Competição Baja SAE Brasil, e já se encontra na 22^a edição, e ainda as competições regionais denominadas Etapas Sul, Sudeste e Nordeste.

A equipe UnBaja foi criada em dezembro de 2013 por estudantes do curso de Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília (UnB) do campus Gama. O objetivo da equipe é construir um protótipo para competir na Competição Baja SAE. Por ser uma equipe nova, ainda não apresenta o protótipo modelado em ambiente multicorpos.

O veículo deve ser de fácil manutenção, baixo custo e competitivo e minimizar custos, assim como, apresentar justificativa para peças utilizadas e evitar a fabricação de peças para testes destrutivos. Portanto, faz-se necessário a utilização de análises numéricas computacionais em diferentes áreas. A apresentação da análise multicorpos, durante a competição, contribui na prova de projeto, o que auxilia na pontuação geral da equipe.

O primeiro protótipo da equipe apresenta chassi tubular de acordo com o regulamento da competição, três freios a disco, dois localizados na dianteira e um na traseira, motor de 10 Hp monocilíndrico de 305 cilindradas, direção do tipo pinhão e cremalheira e suspensão traseira

do tipo braços semi arrastados e dianteira duplo A - em inglês *semitrailing arm* e *double wishbone*.

1.2 MOTIVAÇÃO

O projeto de veículos de competição requer, repetidas vezes, trocas de dimensões e parâmetros, tais como caster e convergência, para que seja possível a comparação do comportamento do veículo em diferentes valores dos mesmos. Por isso, é usual a criação de modelos numéricos virtuais, a fim de permitir modificações recursivas no veículo, para que o mesmo se aproxime o mais possível do comportamento real. De fato, as simulações numéricas permitem que se avalie e se visualize mais facilmente mudanças ocorridas no comportamento do veículo.

Para auxílio de novas equipes, bem como aquelas com pouca experiência em modelagem em ambiente multicorpos, é interessante haver um documento formal, onde se apresente uma metodologia de modelagem de subsistemas de um veículo no *software* ADAMS/Car. O subsistema de suspensão, entre os subsistemas do veículo, é o que apresenta maior grau de dificuldade, portanto, é o que requer mais informações e detalhes sobre a modelagem. Assim, esse trabalho vem contribuir relatando a experiência vivida na modelagem multicorpos de um veículo mini Baja de uma ex-integrante da Equipe UnBaja.

1.3 JUSTIFICATIVA

Para a avaliação do desempenho do veículo é de suma importância o conhecimento do comportamento dinâmico dos subsistemas e como eles influenciam na estabilidade do mesmo. Por isso, são utilizadas análises numéricas em ambiente multicorpos para estudo da cinemática dos subsistemas e da dinâmica do veículo.

Essas análises podem ser feitas pelo *software* ADAMS/Car®. Para a análise da suspensão separada dos outros subsistemas do veículo é viável o cálculo sem auxílio computacional, por não apresentar muitos corpos, porém o *software* é utilizado para facilitar a troca de parâmetros e geometria da suspensão, por ser um processo repetitivo que pode ser automatizado.

Os procedimentos para a modelagem dos subsistemas, de suspensão dianteira e traseira, direção e chassi e o relato das dificuldades encontradas na modelagem do veículo completo, apresentadas no presente trabalho, é um meio de auxiliar equipes de Baja e Fórmula na etapa de modelagem em ambiente multicorpos.

1.4 OBJETIVO

Apresentar um procedimento de modelagem e análise em ambiente multicorpos dos subsistemas de suspensão dianteira, traseira, direção e chassi, nos quais compõem a modelagem de um veículo completo. Assim como apontar as dificuldades encontradas na modelagem do veículo completo.

1.5 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Para melhor entendimento da leitura do trabalho, será apresentado o que se encontra em cada capítulo do trabalho.

O Capítulo 2 apresenta referências bibliográficas sobre competições SAE, citando trabalhos já finalizados sobre as competições SAE, sobre os tipos de suspensões utilizadas e os parâmetros principais de suspensão e finaliza-se o capítulo com referências sobre modelagem multicorpos.

Já no Capítulo 3 será mostrada a metodologia utilizada no trabalho, onde será dividido em três itens, o 3.1 que apresenta os requisitos que os sistemas devem obedecer, o 3.2 apresenta os passos para atender os requisitos na modelagem CAD (*Computer Aided Design*) e o item 3.3 modelagem multicorpos.

No capítulo 4 serão mostradas as análises dos resultados obtidos nas simulações das suspensões dianteira e traseira, onde o item 4.1 apresenta a análise da suspensão dianteira e o porquê das escolhas de parâmetros de altura do centro de rolagem, câmber, cáster, convergência e inclinação do pino mestre. No item 4.2 apresenta-se a análise da suspensão traseira considerando-se os requisitos de projetos mostrados no item 3.1. Finaliza-se o Capítulo 4 com as dificuldades de modelagem do veículo completo, assim como a solução de alguns erros encontrados.

O capítulo 5 apresenta a conclusão do trabalho no item 5.1 e em seguida, no item 5.2, os trabalhos que podem ser realizados futuramente para a melhoria da modelagem.

Para finalizar o trabalho serão mostradas as referências bibliográficas que auxiliaram no embasamento teórico e imagens assim como auxílios na utilização do *software* Adams/Car® e os anexos. Os anexos I e II apresentam a modelagem da suspensão dianteira e traseira de maneira detalhada e os anexos III e IV apresentam as tabelas que auxiliaram no trabalho para retirar dúvidas do funcionamento do veículo completo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esse capítulo apresenta a revisão bibliográfica em diferentes áreas mecânicas de projeto de protótipos de veículos de competição SAE. Também será abordado um aspecto específico referente à modelagem multicorpos de suspensão utilizando o software multicorpos.

2.1 COMPETIÇÕES UNIVERSITÁRIAS SAE

O projeto de um protótipo criado para competições universitárias, como o Baja SAE e Fórmula SAE, é motivação para produção de trabalhos científicos com ampla variedade de temas e áreas. Normalmente, são focados em algum subsistema, entre eles os subsistemas mecânicos de suspensão, direção, *powertrain*, chassi e freio. Os subsistemas de suspensão e direção podem ser estudados em conjunto ou não, uma vez que a influência da direção deve ser levada em conta para não haver erros de convergência nos parâmetros de suspensão.

Serão citados diferentes trabalhos sobre projeto de veículos de competição SAE, tanto Baja, quanto Fórmula. A Figura (1) apresenta um gráfico onde o eixo x está dividido entre os subsistemas mecânicos descritos anteriormente e o eixo y o número de trabalhos de conclusão de curso encontrados.

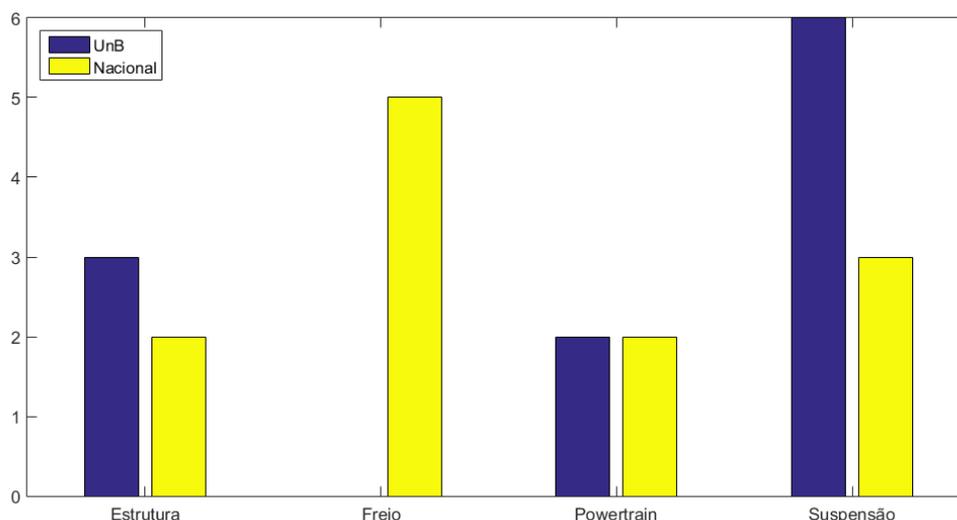


Figura 1 - Trabalhos de Conclusão de Curso sobre Baja e Fórmula SAE

O total de trabalhos de conclusão de curso consultadas sobre competições universitárias SAE foram de vinte e três onde nove deles tratam de pesquisas referentes à área de suspensão.

Destes seis foram desenvolvidas na Universidade de Brasília, conforme mostra a Fig. 1. Sobre as pesquisas consultadas, serão citadas a seguir, seus objetivos e conclusões.

Areal (2008) propôs como objetivo de projeto o dimensionamento de uma suspensão, para veículos de competição Fórmula SAE, e seus componentes a partir de análises dinâmicas do veículo em curvas. Para o dimensionamento foi utilizado valores críticos que são obtidos por análises em situações extremas de saltos e passagem em ondulações. A modelagem dinâmica foi feita no *software* MSC Adams/Car® para obtenção de forças máximas atuantes nas buchas para uma determinada velocidade e em seguida uma análise estrutural no *software* Cosmosworks®. O foco da análise nas buchas de suspensão deveu-se ao fato de sua ruptura prematura durante a competição.

Cavalcanti (2011) desenvolveu uma bancada de testes para sistemas de suspensão visando complementar o estudo na área de vibrações, além de contribuir para o aprimoramento dos veículos Baja SAE e Fórmula SAE.

Torres (2011) apresentou em seu trabalho uma contribuição para o desenvolvimento de suspensões para veículos de competição Fórmula SAE, utilizando o *software* MSC Adams/Car®. Para alcançar esse objetivo, foram utilizadas as suspensões dianteira e traseira desenvolvidas pelo fabricante do *software* com modificações para atender aos requisitos de projeto dessa competição. O autor mostra ferramentas que foram necessárias na fase de modificação, com o intuito de auxiliar no entendimento do *software*.

Como conclusão Torres (2011), alcançou o objetivo de contribuir para o desenvolvimento da suspensão definindo etapas para tanto, assim como apontar algumas ferramentas que auxiliam o entendimento da modelagem no *software* MSC Adams/Car®. O autor também concluiu que as simulações individuais de cada suspensão são importantes para o entendimento do comportamento da mesma após a montagem no chassi, mas o veículo completo é fundamental para visualização do carro em situações mais diversas.

O trabalho de Almeida (2012) tem como objetivo elaborar e verificar um código aberto para dimensionamento geométrico e cinemático de um sistema de suspensão do tipo Duplo A para veículos de competição Baja SAE. O autor entende por dimensionamento geométrico a escolha dos parâmetros de suspensão, como ângulos de caster, câmber e convergência, inclinação do pino mestre, altura do centro de rolagem e bitolas dianteiras e traseiras. Já o dimensionamento cinemático, a variação desses parâmetros escolhidos. São abordados oito parâmetros de suspensão são calculados ao longo de todo o curso do trabalho de suspensão.

Na primeira etapa do trabalho Almeida (2012) encontrou divergências entre as respostas geradas pelo equacionamento dos parâmetros geométricos, e as respostas do código criado. As falhas foram encontradas possibilitando a validação do código com as respostas do equacionamento. Já na segunda etapa foi utilizado o *software* Adams/Car® para validação, apresentando discrepâncias máximas, de 10%, nos parâmetros de caster e altura de centro de rolagem.

Com o objetivo similar ao de Almeida (2012), Andrade (2013) teve como objetivo o desenvolvimento de uma rotina matemática no *software* MatLab® para o cálculo dos principais parâmetros de uma suspensão do tipo Duplo A, também para veículos de competição Baja SAE, entretanto, apresenta a influência do sistema de direção. A rotina calcula os parâmetros com a suspensão em repouso, bem como, em *bound* e *rebound* do sistema. Os resultados foram analisados e comparados com o *software* Adams/Car® apresentando divergências inferiores a 1%.

Sobre estudos tratando de estruturas, conforme Fig. 1, foram estudadas cinco monografias, entre as quais, três são trabalhos de estudantes da Universidade de Brasília. A seguir serão citadas algumas delas, bem como seus objetivos e principais conclusões.

Lottermann (2014) propôs em sua monografia uma formulação matemática para obtenção de melhores resultados nas etapas de desenvolvimento de projetos de estruturas veiculares. A estrutura escolhida para aplicação do método foi um chassi tubular de veículo de competição Baja SAE. O *software* ABAQUS/CAE® foi utilizado para análises de tensões sob situações de carregamentos estáticos e dinâmicos da estrutura, utilizando dois perfis diferentes de tubos.

Como conclusão Lottermann (2014) notou poucas diferenças entre os dois perfis de tubos analisados e a estrutura atingiu o regime plástico, mas de maneira não significativa para que a estrutura falhe.

Sobral (2014) propõe a realização de uma análise referente a vida em fadiga de um chassi do tipo mini baja, onde tem como objetivo instrumentar partes críticas desse chassi sujeito a carregamentos reais. O *software* adotado para análise de elementos finitos foi o ABAQUS/CAE® e das análises foram retirados os pontos críticos para instrumentação.

Na sua conclusão, Sobral (2014) verifica que a metodologia de análise e o programa computacional são robustos o suficiente para a análise de um histórico de carregamentos aleatórios.

Quanto ao sistema de freios, foram avaliados cinco trabalhos de conclusão de curso (Fig. 1) da Universidade Federal do Rio de Janeiro, Universidade de São Paulo, Universidade Federal do Paraná e Faculdade Horizontina. Um desses será tratado a seguir, destacando seu objetivo e conclusões.

Bornhold (2012) tem como objetivo geral o dimensionamento de um sistema de freios para veículos de competição Baja SAE, definindo requisitos de dimensionamento e realizando ensaios experimentais para análise de resistência do material do disco de freio, elaborando os desenhos técnicos, bem como comparando os resultados obtidos entre o sistema de freio atual e o do veículo anterior.

Para as análises no disco de freio Bornhold (2012) foi utilizado o *software* ANSYS®, e as forças utilizadas para as análises foram retiradas do cálculo de transferências de carga dinâmica entre os eixos. Como conclusão o sistema de freio dimensionado, comparado ao sistema de freios do veículo antigo, apresentou melhorias de cerca de 25%. Os resultados foram considerados confiáveis proporcionando um veículo mais seguro.

A área de *powertrain* onde foram avaliados quatro trabalhos de conclusão de curso (Fig.1), dois desses de alunos da Universidade de Brasília e dois nacionais. Os trabalhos encontrados fora de Brasília são de alunos de graduação da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo e da Universidade Federal do Rio de Janeiro. Será tratado a seguir os objetivos e conclusões principais de um desses avaliados.

Rodrigues (2011) analisa a Transmissão Continuamente Variável (TCV), em inglês *Continuously Variable Transmission (CVT)*, de polias expansivas. Os objetivos é determinação da configuração da TCV para maximizar o desempenho longitudinal do veículo Baja e obtenção da curva característica da TCV, teoricamente ou experimentalmente.

Através do método de Delineamento de Experimentos Rodrigues (2011) otimizou o desempenho do protótipo do veículo baja diminuindo o tempo para percorrer os primeiros 30 metros de uma pista de 100 metros de comprimento em 4,5% e aumentando a velocidade final em 5% em comparação a configuração anterior. Com a nova configuração obteve-se a curva característica experimentalmente, possibilitando-se uma análise qualitativa e quantitativa do funcionamento do trem de força.

A apresentação de referências, em diversas áreas de desenvolvimento e dimensionamento em projetos de veículos de competição, reafirma a motivação de modelagem e análise de

todos os subsistemas em separado, quando possível, culminando no veículo completo, utilizando para isso a modelagem multicorpos.

Nessa primeira fase o enfoque maior será nos subsistemas de suspensões, dianteira e traseira. Na seção 4.1 serão melhor apresentadas as simulações que serão realizadas em cada etapa do trabalho.

2.2 TIPOS E ASPECTOS GERAIS DA SUSPENSÃO VEICULAR

O sistema de suspensão é responsável pela ligação da massa suspensa com a massa não suspensa veículo. Entende-se por massa suspensa componentes/estruturas que se sistuam acima do conjunto mola e amortecedor. Já a massa não suspensa compreende os componentes que se localizam entre o terreno e o ponto de ancoragem das suspensões ao chassi. Essa ligação apresenta partes responsáveis por absorver vibrações provenientes das irregularidades encontradas no terreno. Tal função da suspensão está ligada, principalmente, ao conforto do motorista.

A suspensão também é responsável pela estabilidade e dirigibilidade do veículo. De acordo com Reimpell (2001) a suspensão de veículos modernos precisa satisfazer uma série de requisitos garantindo um bom desempenho do veículo em curvas, acelerações e frenagens. Nesse sentido, é necessário estabelecer as condições de uso do veículo a ser projetado, bem como os parâmetros de suspensão, câmber, caster, altura do centro de rolagem, convergência, entre outros.

A importância da suspensão para segurança e bom desempenho, principalmente, para veículos de competição, aumentou a necessidade de implementar melhorias nesse subsistema, conseqüentemente, o estabelecimento de alterações no sistema de suspensão. Isto favoreceu a proposição de vários tipos de suspensões, onde se tem por objetivo variar os graus de liberdade, rigidez da suspensão, formas de alteração de parâmetros de suspensão durante o trabalho da suspensão em bound e rebound.

Entre os tipos existentes de suspensão têm-se as independentes e dependentes. Das suspensões independentes, as mais utilizadas são *McPherson*, Duplo A, *Multilink* e *Semi-trailing arm*, e as dependentes, normalmente, utilizadas no eixo traseiro, são eixo rígido e feixe de mola.

2.2.1 Duplo A

A suspensão do tipo Duplo A, em inglês *double wishbone*, é uma das mais utilizadas em carros de competição por ter uma facilidade de variação dos parâmetros e várias possibilidades de ajustes. É caracterizada por apresentar duas bandejas em forma de “A” com duas pontas ligadas ao chassi e uma na manga de eixo, como mostra a Figura 2.



Figura 2 – Desenho em CAD da suspensão Duplo A

A geometria da suspensão Duplo A consiste em um mecanismo de quatro barras, que quando em movimento gera um arco, que pode ser visualizado pela linha em vermelho na Fig(3). As linhas em azul representam os braços de suspensão em seu estado estático, as linhas em amarelo representam os braços de suspensão, quando estão em *rebound* (estendidos) e as linhas em marrom correspondem aos braços de suspensão em *bound* (compressão).

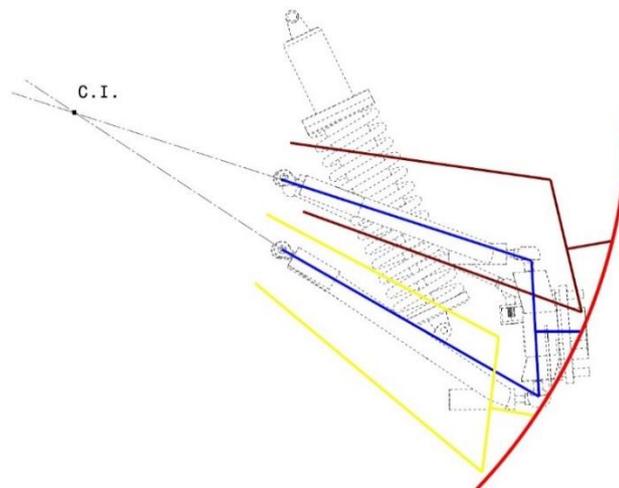


Figura 3 – Arco da Suspensão da suspensão da equipe UnBaja

O arco gerado pelo mecanismo tem seu centro no ponto C.I. e gera uma variação de câmbor durante o seu curso. No estudo do mecanismo de quatro barras, pode-se verificar que

com a escolha da bandeja superior menor do que a inferior, diminui-se o efeito de arco mostrado na Fig. (3).

2.2.2 *Trailing arm*

A suspensão *trailing arm*, também conhecida como braços arrastados, possui os braços da suspensão na longitudinal com um eixo de rotação transversal ao veículo, como é mostrado na Fig. (4). Diferentemente da suspensão do tipo Duplo A, não existe a variação de câmbor durante seu movimento.

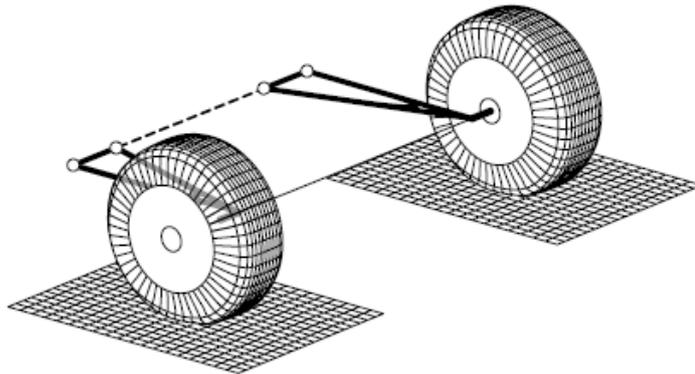


Figura 4 – Suspensão *Trailing Arm*. Fonte: Jazar, R. (2008)

Segundo Reimpell (2001) a suspensão *trailing arm* deve suportar forças em todas as direções, portanto é altamente sujeita a flexão e torção. É uma suspensão que não admite ajustes dos parâmetros depois de construída, ao contrário da suspensão Duplo A, por isso deve ser fabricada com cuidado. A vantagem desse tipo de suspensão é não ocupar muito espaço.

2.2.3 Parâmetros de Suspensão

Cada parâmetro de suspensão tem maior influência em alguma condição de operação do veículo. Os parâmetros que mais influenciam a estabilidade do carro em curva são os ângulos de câmbor e convergência e a altura do centro de rolagem do veículo. Já na dirigibilidade o caster e a inclinação do pino mestre, auxiliam no retorno das rodas para a posição inicial após o esterçamento.

A seguir serão explicados resumidamente os principais parâmetros de suspensão. Para melhor entendimento do posicionamento do veículo, será utilizado a convenção dos sistemas de coordenadas SAE (Fig. 5) na explicação dos parâmetros.

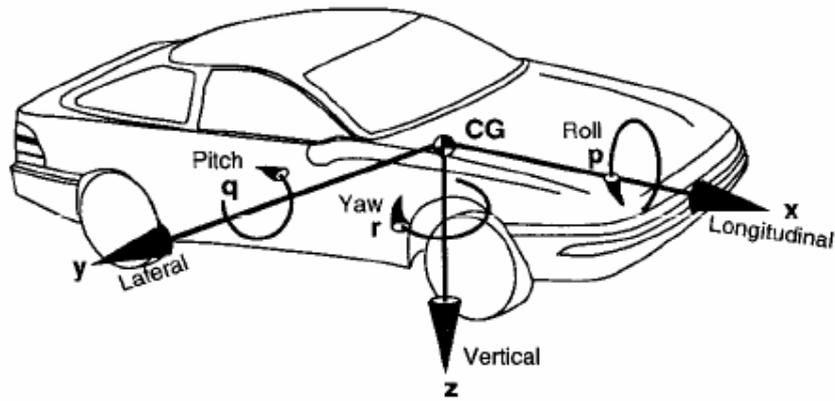


Figura 5 - Sistema de coordenadas da SAE (Gillespie, 1992)

- **Camber**

É consenso definir câmbor como “a inclinação do plano da roda em relação a uma reta vertical que passa pelo centro da superfície de contato pneu/pista”. A Figura (6) ilustra o ângulo de câmbor positivo.

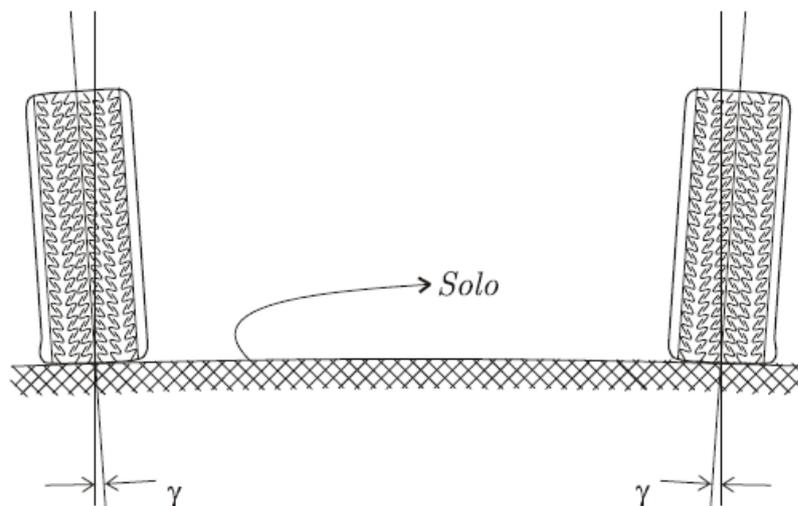


Figura 6 – Câmbor de uma suspensão vista de frente (Nicolazzi, L.C., et al, 2008)

O ângulo de câmbor tem uma influência considerável quanto ao desempenho e durabilidade do pneu, esse ângulo nunca deve passar de 4°, segundo Reimpell (2001). Esse parâmetro também é responsável pelo contato do pneu com o solo em curvas, podendo aumentar ou diminuir esse contato nessa situação.

- **Convergência (Toe)**

O ângulo de convergência é o ângulo entre o plano da roda e a linha de simetria do carro na vista superior do veículo. A suspensão é dita convergente, quando as frentes das rodas

estão convergindo e, divergem, na situação contrária, como mostra a Fig. (7) ilustra a convergência.

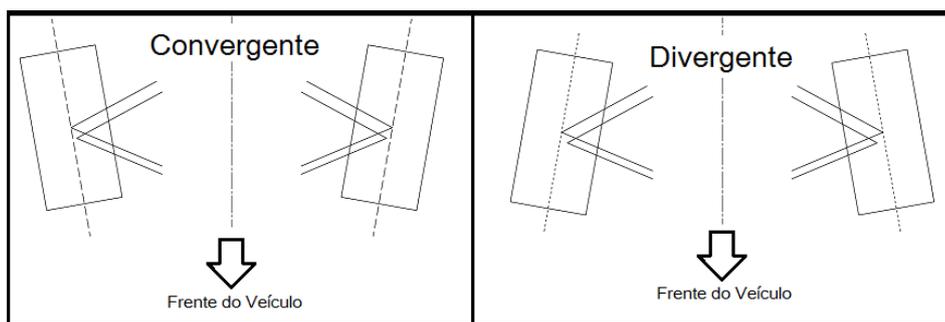


Figura 7 – Visualização da convergência

Nicolazzi et al (2012) diz que a elasticidade dos elementos da direção, principalmente dos seus apoios, permite que esse momento modifique a posição das rodas, fazendo com que se desloquem inclinadas em relação à direção do movimento. Para que permaneçam em linha reta, é necessário que, quando paradas, apresentem uma posição inclinada em sentido contrário, portanto, a direção influencia na convergência do veículo, podendo gerar erros de convergência quando a suspensão está em trabalho de *bound* e *rebound*.

- **Caster**

O ângulo de cáster é a medida da inclinação da manga de eixo com uma linha imaginária na vertical, medido sempre na vista lateral do veículo. De acordo com Reimpell (2001) o cáster é considerado positivo quando a parte superior do eixo de esterçamento está localizado para trás do veículo. Na Figura 8 o ângulo de cáster é o ângulo entre o eixo Z_w e o eixo de esterçamento.

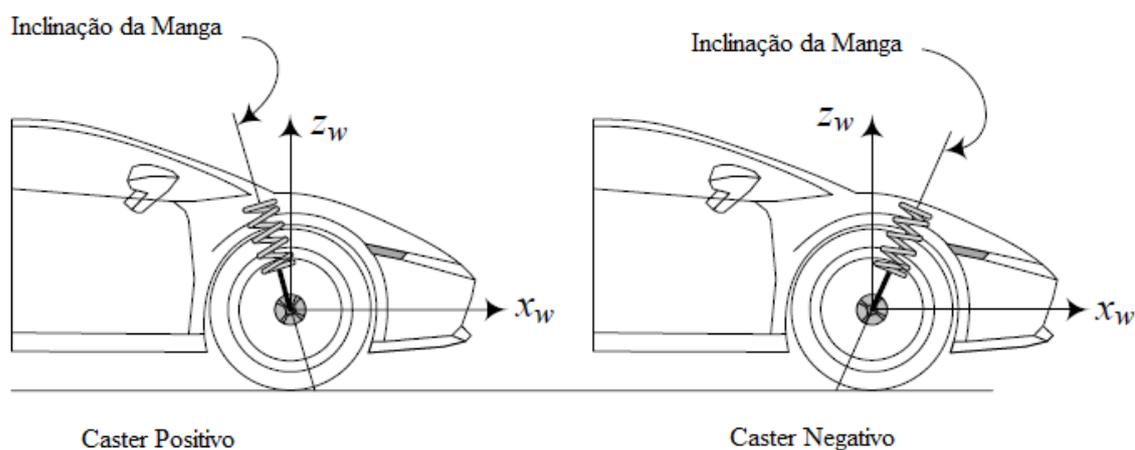


Figura 8 – Visualização do ângulo de Caster Positivo (Adaptado de: Jazar, R., 2008)

Um ângulo de caster positivo auxilia na estabilidade da direção, mas deve-se cuidar para não ser um valor muito alto, pois quanto mais positivo, maior o esforço para alterar a trajetória retilínea.

O ângulo de cambagem sofre a influência do ângulo de cáster em curva. Por exemplo, quando o veículo está realizando uma curva e possui o ângulo de cáster positivo, o câmbor se torna positivo na roda externa e negativo na roda interna (Fig. 8).

- **Altura do Centro de Rolagem**

A altura do centro de rolagem é a altura entre o solo e o ponto que o centro de rolagem se encontra no eixo de rolagem, que de acordo com Jazar (2008) é a linha, onde o corpo do veículo rola. A Figura 9 esquematiza como encontrar a altura do centro de rolagem de uma suspensão Duplo A, onde o Centro Instantâneo (C.I.) é encontrado com a interseção do prolongamento dos braços de suspensão, e o centro de rolagem a interseção do eixo de simetria da suspensão com uma reta que liga o C.I. e o centro do contato do pneu com o solo.

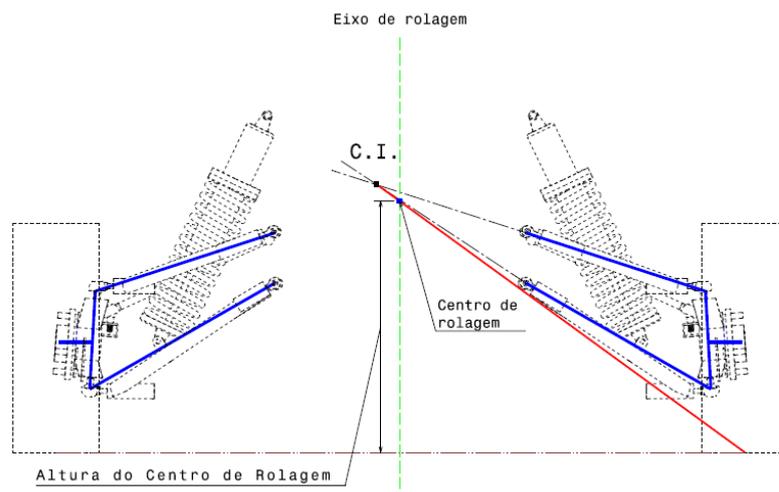


Figura 9 - Altura do centro de rolagem da suspensão da Equipe UnBaja.

A altura do centro de rolagem é importante para que diminua a rolagem (*roll*) e a guinada (*pitch*) do veículo. Segundo Milliken (1995) “Quanto maior a altura do centro de rolagem, menor o torque de rolagem no centro de rolagem.”.

O centro de rolagem também pode ser analisado na vista lateral onde tem influência na dinâmica longitudinal do veículo. Normalmente, o centro de rolagem traseiro e dianteiro geram um momento em torno do eixo Y (Fig. 5) do veículo, onde a diferença da altura do centro de gravidade e do centro de rolagem é o braço de alavanca do sistema.

Em veículos de competição esse parâmetro é muito importante por influenciar diretamente na estabilidade do veículo. Por exemplo, em veículos de competição *on road*, o centro de

gravidade do veículo, assim como seu centro de rolagem é muito baixo, fazendo com que o carro esteja sempre próximo ao chão e possa alcançar altas velocidades sem perder a estabilidade. Já em veículos *off road* normalmente o centro de rolagem é mais alto devido à altura da suspensão, que deve ser alta para passagem por obstáculos.

- **Inclinação do Pino Mestre**

A inclinação do pino mestre é a medida em graus, no plano frontal do veículo entre a linha que passa pelo eixo de rotação da roda e a linha de centro vertical da roda. Já o *off-set* do pino mestre é a medida, em metros, da distância entre a linha vertical da roda e a linha que passa pelo eixo de rotação da roda, quando cruza o solo (Fig. 10).

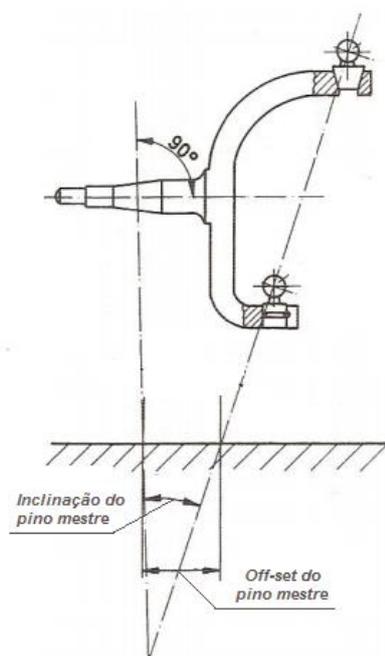


Figura 10 – Inclinação e *off-set* do pino mestre (Adaptado de: Gillespie,1992)

2.3 ANÁLISE EM AMBIENTE MULTICORPOS

A análise em ambiente multicorpos é utilizada na engenharia para o estudo da cinemática e dinâmica de um sistema mecânico, podendo ser composto de vários corpos ou apenas um. Segundo Hibbler (2011) “Mecânica é o ramo das ciências físicas que trata do estado de repouso ou movimento de corpos sujeitos a ações de forças. A mecânica aplicada à Engenharia é dividida em duas áreas de estudo, a saber, estática e dinâmica. ”. Ou seja, uma análise multicorpos, pode ser utilizada tanto para sistemas estáticos, quanto dinâmicos.

Mesmo podendo verificar forças em sistemas estáticos, as análises dinâmicas são as mais utilizadas em *softwares* de multicorpos. Na área de estudo de dinâmica, existe ainda a subdivisão em cinemática e cinética, onde, segundo Hibbler (2011) “a cinemática trata somente de aspectos geométricos do movimento, e a cinética analisa as forças que causaram esse movimento”, ou seja, a cinemática é capaz de descrever o deslocamento, velocidade e aceleração em pontos da peça, e a cinética analisa as forças geradas por esses deslocamentos.

O MSC Adams é um software de análise multicorpos, que é dividido em módulos, onde um deles é o Adams/View®, que simula mecanismos em geral, inclusive suspensões veiculares. O módulo Adams/Car® é específico para aplicações veiculares. A hierarquia segue a seguinte sequência: cria-se arquivos extensão *.tpl* em interface denominada *Template Builder*, em seguida esses arquivos são exportados para uma nova interface no próprio módulo, denominada *Standard*. Os arquivos gerados nessa interface são denominados subsistemas e possuem a extensão *.sub*. A partir do conjunto de arquivos de subsistemas criados para cada subsistema real do veículo, quais sejam: suspensões dianteira e traseira, roda/pneu dianteiro e traseiro, direção, chassi, freio e *power* monta-se um veículo completo, que gerará um arquivo com extensão *.asy*, ou seja, *assembly*.

O próximo capítulo (Cap. 3) apresentará uma explicação da metodologia utilizada para a modelagem do veículo, na qual contém explicações que necessitam um entendimento básico sobre a nomenclatura utilizada no *software* Adams/Car®. Para isso a Tabela 1 apresenta a nomenclatura dos *hardpoints*, que são os pontos que parametrizam a geometria dos subsistemas, e dos *communicators* os quais são responsáveis pela comunicação entre subsistemas.

Tabela 1 - Nomenclaturas

| | <i>Right</i> | <i>Left</i> | <i>Single</i> |
|----------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| <i>Hardpoint</i> | <i>Hpr_nome</i> | <i>Hpl_nome</i> | <i>Hps_nome</i> |
| <i>Communicator Output</i> | <i>Cor_nome</i> | <i>Col_nome</i> | <i>Cos_nome</i> |
| <i>Communicator Input</i> | <i>Cir_nome</i> | <i>Cil_nome</i> | <i>Cis_nome</i> |

Também é necessária uma breve explicação sobre as análises que podem ser feitos no *software* Adams/Car®. O *software* apresenta possibilidades de análises de suspensão desde simétricos e com um curso determinado, até testes de perfis de pista determinado pelo usuário. Na suspensão dianteira as análises podem ser feitas adicionando o subsistema de direção ou não, podendo assim visualizar a influência da direção na suspensão.

Para análise de veículo completo também existem várias opções, desde estática até análises de comportamento do veículo em curvas de raios constantes. No presente trabalho as suspensões serão analisadas em *parallel_travel*, análise na qual o *testrig* (atuador nas rodas) trabalha em paralelo, ou seja, simetricamente nas duas rodas da suspensão. Essa análise permite o usuário definir qual o curso máximo e mínimo que será utilizado. No caso das análises que serão mostradas o curso escolhido foi de 100 a -100 milímetros.

Explicações mais detalhadas sobre as possíveis análises do *software*, assim como nomenclaturas de outros componentes utilizados durante a modelagem, podem ser encontradas nos Anexos I e II e no *help* do *software* Adams/Car®.

3 METODOLOGIA

Esse capítulo trata da metodologia utilizada para a modelagem dos subsistemas de suspensão dianteira, suspensão traseira, direção e chassi no software Adams/Car®, bem como seus requisitos e etapas para a finalização do modelo.

3.1 CARACTERÍSTICAS DO PROJETO DO UNBAJA

O projeto de suspensões deve iniciar-se pelas definições do tipo, dimensões e parâmetros da suspensão. Para isso, é necessário que a suspensão atenda às condições de operação que lhe é imposta.

O tipo de competição no qual o veículo participa tem como objetivo testar o veículo em situações extremas. De acordo com o regulamento da SAE BRASIL (2016), a respeito da competição os requisitos são os seguintes:

- O veículo deve ser capaz de operar seguramente sobre terrenos acidentados, incluindo pedras, areia, troncos de árvore, lama, grandes inclinações e lâminas de água, em qualquer ou todas as combinações e em qualquer condição climática.
- Largura: 1,62m (64 in), medida entre os pontos de maior largura, com os pneus apontando para frente.
- Comprimento: irrestrito. Contudo os circuitos construídos para os Baja SAE baseiam-se em protótipos de 2,75 m de comprimento.

Tendo em vista os requisitos obrigatórios da competição, definiu-se que o ponto de partida para o projeto seria a escolha das principais dimensões, como bitolas e entre eixo e, em seguida, os parâmetros estáticos da suspensão, Tab. 2.

Com o estudo sobre os obstáculos da prova, verificou-se que o ideal para o projeto seria um protótipo sobre esterçante, isto é, ao fazer a curva, a tendência do veículo é o deslizamento da traseira, o que auxilia o veículo a realizar uma curva fechada sem uma grande diminuição da velocidade.

A fim de garantir o comportamento desejado, definiu-se a bitola frontal em 1300 mm e a traseira de 1140 mm, um valor dentro dos requisitos de projeto exigidos pelo regulamento. Este parâmetro é importante, pois influencia a transferência transversal de carga do veículo.

Os principais parâmetros de geometria de suspensão como: altura do centro de rolagem, câmber, cáster, convergência e inclinação do pino mestre, serão definidos estaticamente com o estudo bibliográfico. A Tabela 2 apresenta os parâmetros estáticos definidos.

Tabela 2 – Parâmetros estáticos definidos

| Parâmetro da Suspensão | Dianteira | Traseira |
|-----------------------------|-----------|----------|
| Altura do Centro de rolagem | 483 | 0 |
| Ângulo de ataque | 12° | 0° |
| Bitola | 1350 | 1140 |
| Camber | 0° | 0° |
| Caster | 12° | 0° |
| Convergência | 0° | 0° |
| Inclinação do pino mestre | 4° | 0° |

A partir dos valores estáticos definidos se inicia a modelagem em CAD, utilizando o *software* CATIA V5®, das suspensões. Já para a modelagem do chassi, deve-se basear no Regulamento SAE Brasil (2016).

3.2 MODELAGEM 3D DOS SUBSISTEMAS

A modelagem em CAD é de suma importância para obter dados necessários para a modelagem em ambiente multicorpos. Da geometria são retirados os pontos principais do sistema e a visualização dos tipos de juntas existentes entre as partes do subsistema.

Para a modelagem dos sistemas de suspensão e direção, inicialmente esses foram feitos em linhas no *software* CATIA V5®, onde ajustou-se todos os ângulos estáticos definidos no item 3.1, Tab.(2).

A Figura 11 apresenta o esboço da suspensão dianteira em linhas, onde as linhas tracejadas em preto representam as bandejas de suspensão e a manga de eixo, as linhas pontilhadas em vermelho representam as linhas imaginárias das bandejas de suspensão (correspondência com as linhas azuis mostradas na Fig. 9 em vista lateral) e o pino mestre (*kingpin*), as linhas amarelas são as linhas imaginárias que representam o ângulo de ataque da suspensão.

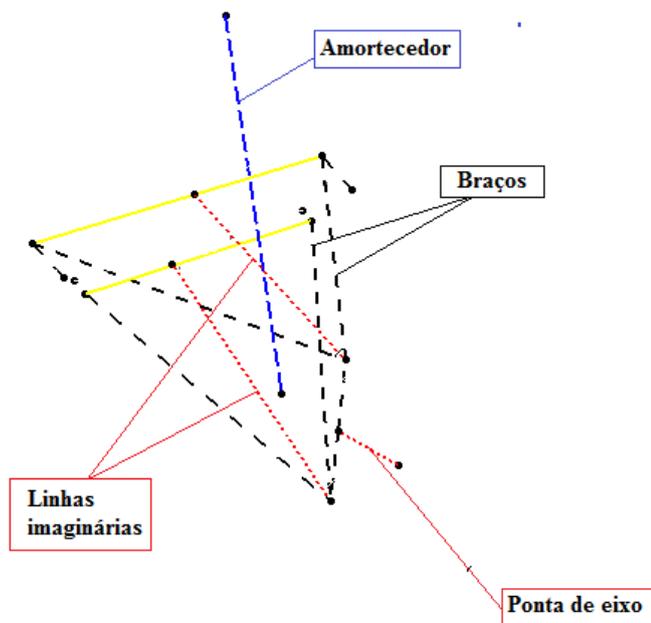


Figura 11 – Esboço das linhas na etapa de modelagem CAD – vista isométrica

Deve-se realizar o mesmo tipo de esboço para os subsistemas de direção e suspensão traseira, onde as linhas devem estar de acordo com os ângulos e distâncias definidas na Tab.2.

Quando os parâmetros de camber, cáster, convergência, altura do centro de rolagem e kingpin atenderem aos valores estipulados na Tab 2, os pontos necessários para a modelagem multicorpos podem ser retirados do esboço realizado. Faz-se necessária a verificação do eixo de coordenada do software CAD e orientá-lo da mesma maneira que o *software* Adams/Car® para que a geometria seja representada de maneira desejada, ou seja os dois *softwares* devem estar compatíveis.

Após a criação das linhas pode-se gerar o desenho 3D do modelo, o mesmo trará informações sobre o momento de inércia e massa do sistema, que é necessário para a análise multicorpos. As Figuras (12) e (13) apresentam os modelos finalizados das suspensões.



Figura 12 – CAD da suspensão dianteira



Figura 13 – CAD da suspensão traseira

A modelagem 3D do chassi não necessita de um esboço em linhas como os outros subsistemas citados, porém, é de suma importância que se saiba o centro de gravidade do mesmo, já que o peso da estrutura influencia na dinâmica do veículo.

Na modelagem multicorpos o desenho 3D do chassi é importado em forma de uma casca não possuindo massa, portanto, o ponto do centro de gravidade deve ser informado para a criação de uma geometria com as massas da estrutura e do motorista.

O chassi que será utilizado no presente trabalho é do tipo tubular, como mostra a Fig.(14).

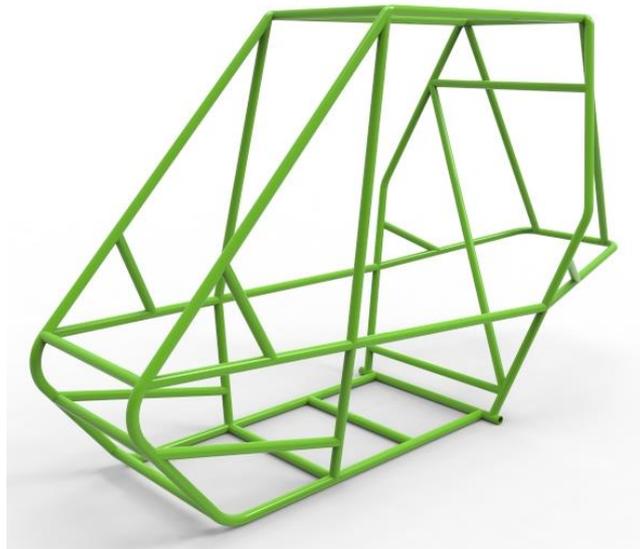


Figura 14 – CAD do chassi

Quanto a modelagem do sistema de direção em ambiente multicorpos, é necessária a verificação das posições dos pontos de fixação da caixa de direção e do volante, pontos nos quais não modificam os parâmetros propostos no item 3.1. Os pontos que podem gerar erros nos parâmetros definidos anteriormente são escolhidos e modelados no subsistema de suspensão para evitar erros de convergências como dito no item 2.2.3.

3.4 MODELAGEM MULTICORPOS DOS SUBSISTEMAS

A modelagem multicorpos se inicia após a etapa de desenho 3D, etapa na qual apresenta uma representação gráfica melhor do que no *software* Adams/Car®. Portanto para melhor visualização do sistema, e para que seja possível obter as coordenadas das peças a serem criadas, faz-se necessário a finalização dessa etapa.

Para a modelagem dos subsistemas de suspensão dianteira e traseira, são retirados do CAD os pontos necessários para a modelagem multicorpos, um exemplo dos pontos retirados se

encontram na Fig. 10 do Anexo II. A Figura 15 apresenta o resultado final da modelagem do sistema de suspensão dianteira.

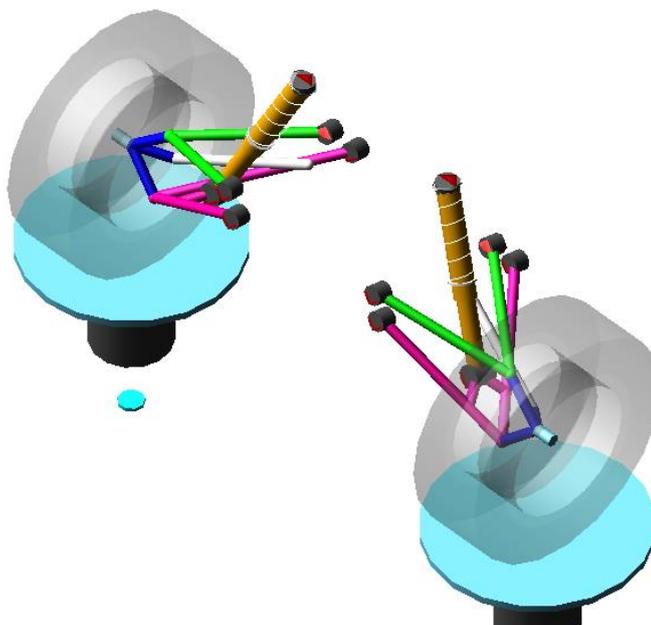


Figura 15 – Resultado final da Modelagem da Suspensão dianteira.

3.4.1 Suspensão Dianteira

A suspensão dianteira, foi construída a partir de uma geometria CAD, onde foram retiradas as coordenadas para os *hardpoints* que são utilizados na parametrização da geometria no software ADAMS/Car®.

Com a modelagem da suspensão dianteira é possível realizar análises com perfis de pista, com uma função informada pelo usuário simetricamente, nas duas rodas ou alternadamente, como explicado no item 2.3. No caso, foi realizada a análise *parallel travel*, onde o *test rig*, responsável pela excitação do sistema, realiza uma força simétrica senoidal com a amplitude definida.

O tutorial de modelagem da suspensão dianteira se encontra no anexo I.

3.4.2 Suspensão Traseira

A suspensão traseira, assim como, a dianteira foi construída a partir de uma geometria CAD, onde possibilitou-se a retirada dos *hardpoints* necessários para a parametrização. A Figura 16 apresenta modelagem final da suspensão traseira.

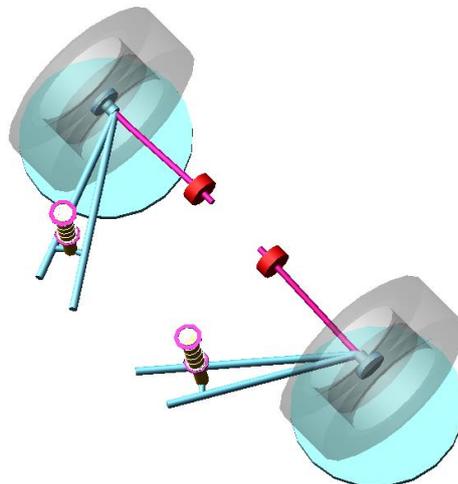


Figura 16 – Modelagem suspensão traseira em ambiente multicorpos

Tanto a suspensão dianteira como a traseira serão avaliadas com a análise *parallel travel*, e a pasta utilizada para a visualização dos gráficos de variação de parâmetros escolhida é a pasta de análise base do ADAMS/Car®, denominada *mdi_suspension_parallel_travel*, com algumas modificações que serão explicadas a seguir.

Na pasta base do Adams, *mdi_suspension_parallel_travel*, são gerados vinte e quatro gráficos de parâmetros diferentes, as modificações da pasta foram feitas para que fossem retirados apenas os gráficos de câmbor, caster, convergência, altura do centro de rolagem e inclinação do pino mestre, que são os gráficos que são avaliados no próximo capítulo.

Quanto a modelagem do subsistema de suspensão traseiro, foi realizado um tutorial no qual explica todos os passos necessários para a construção da mesma no software ADAMS/Car®. Por apresentar detalhes em toda a modelagem, é um tutorial extenso, portanto, se encontra no anexo II.

3.4.3 Direção

Para a modelagem do subsistema de direção não é necessário a modelagem 3D do mesmo, já que a parte crítica é a barra de direção, e a mesma é modelada no subsistema de suspensão dianteira. Porém, pode-se utilizar a modelagem 3D para adicionar a casca quando finalizada a etapa de modelagem em ambiente multicorpos.

Esse subsistema é disponibilizado pela empresa MSC *software* em conjunto com todos os subsistemas necessários para a montagem de um Baja completo. A direção fornecida deve ter seus *hardpoints* modificados para a montagem com o subsistema de suspensão mostrado no item 3.4.1. A Figura (17) apresenta o subsistema de direção em ambiente multicorpos.

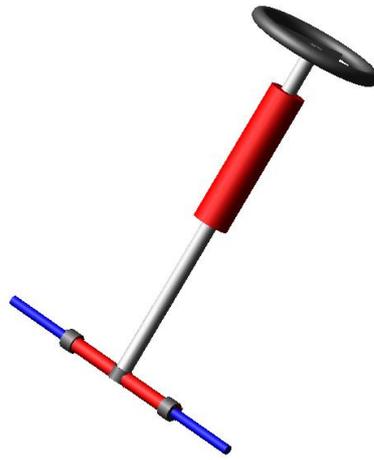


Figura 17 – Subsistema de direção em ambiente multicorpos.

Como os pontos do sistema de direção são os pontos do protótipo de baja disponibilizado pela MSC software, as posições dos mesmos devem ser modificadas alterando as coordenadas dos seus *hardpoints* para que haja o encaixe com a suspensão dianteira na posição correta. Os pontos *hp[lr]_tierod_inner* são comuns ao subsistema de direção e suspensão, portanto devem estar localizados na mesma coordenada.

Após posicionar os pontos em comum dos dois subsistemas na mesma coordenada, e adicionar os *communicators* em comum, como explicado no item 3.4.1, o *assembly* de suspensão com direção pode ser montado, obtendo o resultado mostrado na Fig.(18), onde a barra branca da suspensão se encontra ligada na mesma coordenada da barra azul da direção.

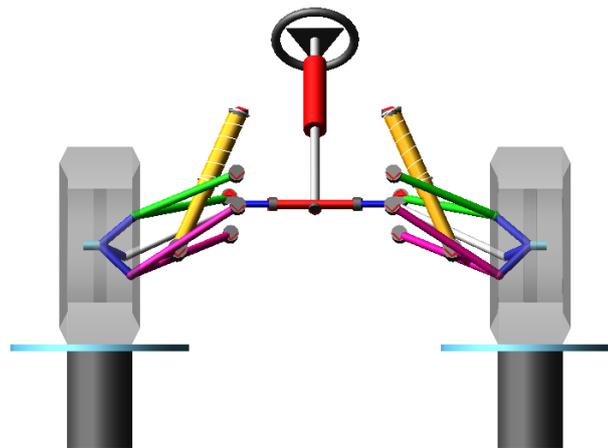


Figura 18 – Assembly suspensão dianteira com direção

3.4.4 Chassi

A modelagem do chassi em ambiente multicorpos é realizada por meio de uma geometria localizada no centro de massa da estrutura, podendo ou não soma-la à massa do motorista e

passageiros. No caso do Baja, como é um veículo que comporta somente o piloto, foi realizado o CAD para retirar a localização do centro de gravidade do veículo e criado no ADAMS/Car® uma esfera na mesma localização com a massa da estrutura somada com a do piloto.

O desenho 3D realizado no CAD é utilizado para a casca da estrutura, que no software ADAMS/Car® é uma geometria sem massa utilizada para melhor visualização do sistema. É um recurso que auxilia a montagem do veículo completo para conseguir localizar os subsistemas nos seus devidos locais. A Figura 19 apresenta o resultado final do chassi no ADAMS/Car.

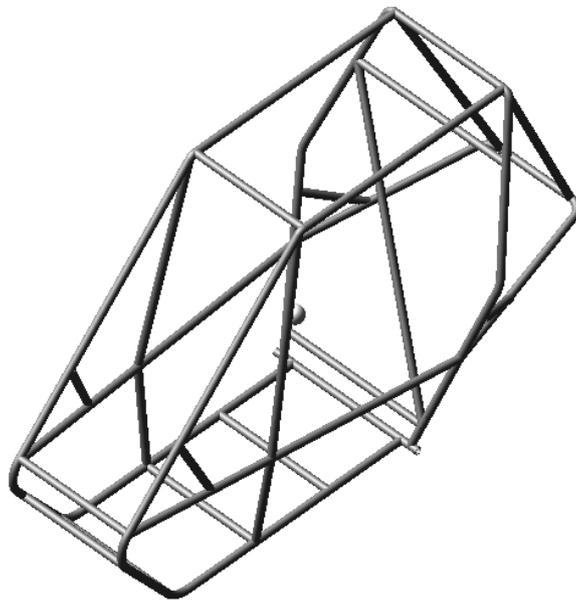


Figura 19 – Modelagem do chassi em ambiente multicorpos

Para a a finalização do modelo do chassi, todos os subsistemas conectados à estrutura devem ter os *communicators* conectados. Para realizar o teste de conexão entre os *communicators*, todos os subsistemas, incluindo o powertrain e freio, devem estar finalizados.

4 ANÁLISE DE RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados de pós-processamento das análises realizadas para os subsistemas de suspensão. A avaliação engloba o estudo da variação dos ângulos de câmbor, caster, convergência e rolagem.

4.1 RESULTADOS SUSPENSÃO DIANTEIRA

O *software* ADAMS/Car® permite que análises sejam feitas considerando veículo completo e de suspensão, onde as análises de suspensão podem ser realizadas com o subsistema de direção em conjunto. Quando montado o veículo completo, todos os subsistemas devem estar presentes na análise, e nesse tipo de montagem é possível visualizar o comportamento do carro em frenagem e aceleração.

Já nas análises de suspensão, verifica-se o comportamento vertical da suspensão, ou seja, análise de eixos separadamente, também, pode-se visualizar a influência da direção nos parâmetros da suspensão.

Com o subsistema de suspensão, é possível realizar as análises com várias possibilidades de excitação, por exemplo, forças contrárias em cada pneu, um perfil de pista, simétrico ou não. As análises variam entre o tipo de excitação que o *testrig* (subsistema responsável pela excitação da suspensão) atua, podendo ser forças simétricas ou não.

Para análise da suspensão modelada no presente trabalho, foi escolhida a análise *parallel travel*. A análise *parallel travel* o *testrig* atua com forças simétricas nos dois pneus da suspensão, ou seja, o comportamento de compressão e extensão da suspensão simétrico. Essa análise foi escolhida com o intuito de possibilitar a verificação da mudança de parâmetros com o curso da suspensão, de forma simplificada.

Utilizando a pasta *parallel travel* modificada, como explicada brevemente no item 2.3, plotou-se os gráficos de câmbor, cáster, convergência, altura do centro de rolagem e inclinação do pino mestre. Os valores dos parâmetros serão comparados aos valores estáticos definidos no item 3.1, onde foram informadas as hipóteses de projeto.

4.1.1 Altura do Centro de Rolagem

Como os requisitos no item 3.1 são os parâmetros estáticos, faz-se necessário verificar primeiramente o valor estático da altura de rolagem, que foi definida anteriormente como 483

mm de altura. Com a análise do modelo multicorpos o resultado estático foi de 521, como mostra o gráfico apresentado na Fig. (20)

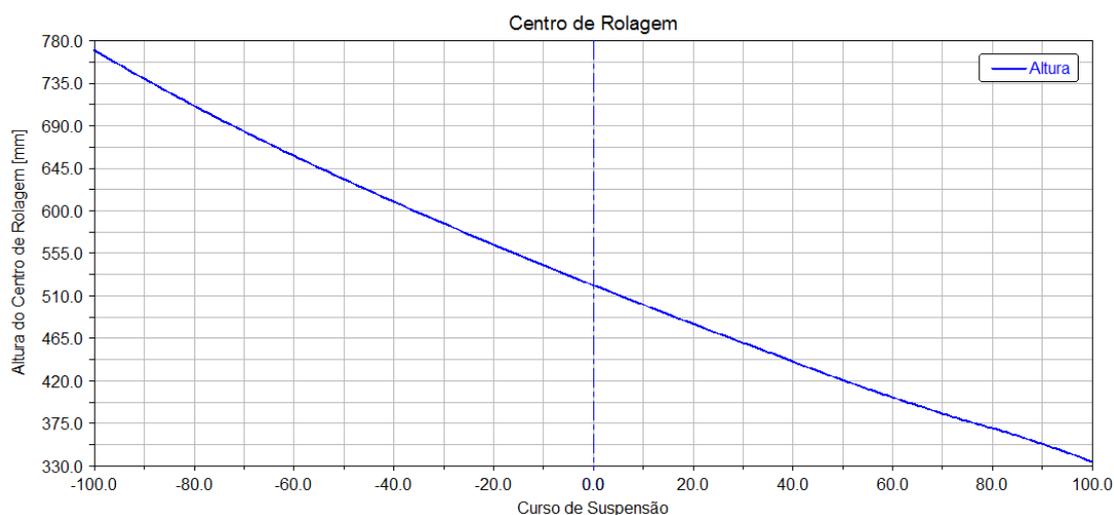


Figura 20 – Gráfico de variação da altura do centro de rolagem

A variação entre o resultado projetado no CAD e no modelo multicorpos é explicado pela diferença no método utilizado para obter esse dado. No modelo realizado no CAD a altura é retirada pelo método geométrico. Já no ADAMS/Car® a altura do centro de rolagem é obtida a partir de forças resultantes de uma excitação no pneu (Fig 21).

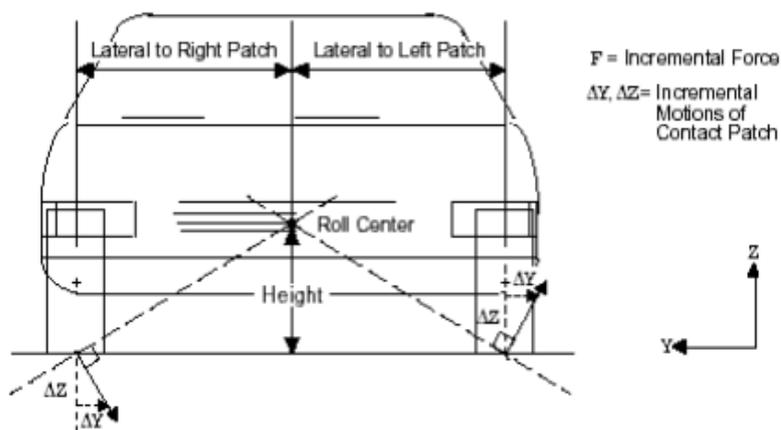


Figura 21 – Método de obtenção da altura do centro de rolagem do ADAMS/Car (Fonte: Help Adams/Car)

Já a variação da altura do centro de rolagem obtida foi de 334,5 a 770 mm. Para um veículo off road a altura do centro de rolagem normalmente é alta, por apresentar pneus e rodas altos e serem veículos altos. Portanto a variação da altura do centro de rolagem se encontra satisfatória para o projeto e suas hipóteses.

4.1.2 Câamber

O câamber estático definido no item 3.1 foi de zero, no ADAMS/Car®. Como o parâmetro de câamber é informado durante a modelagem multicorpos, o valor estático será o informado, ou seja, não irá variar mesmo se ocorrer um erro na geometria da suspensão. Portanto o valor estático nos resultados do modelo multicorpos se encontra no zero, como o definido.

A análise de variação de câamber é de suma importância na suspensão do tipo Duplo A por ser um parâmetro que gera desgaste excessivo no pneu e pode resultar em desestabilidade do veículo, portanto, deve-se minimizar a variação de cambagem durante o trabalho. A Figura 22 apresenta o gráfico de variação de câamber durante o curso da suspensão.

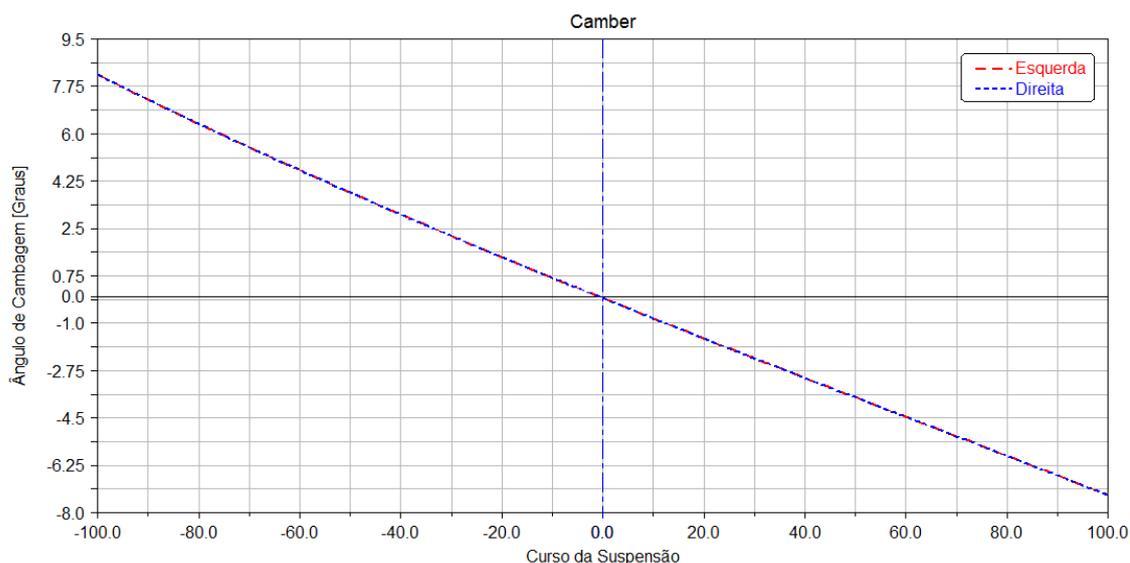


Figura 22 – Gráfico de variação de Câamber X Curso da Suspensão

A variação de camber encontrada apresenta uma variação grande de $-7,35^\circ$ a $8,19^\circ$, o que é esperado em suspensões do tipo Duplo A. O valor negativo da cambagem em *bound* é desejado no veículo pois auxilia o comportamento sobresterçante do veículo, ou seja, auxilia a saída de traseira do veículo.

É possível melhorar os valores de camber da suspensão com a variação dos tamanhos dos braços e a troca do camber estático para valores diferente de zero com o intuito de diminuir a variação muito grande do mesmo.

4.1.3 Caster

O Caster, estático, definido anteriormente no item 3.1 apresenta valor igual a 12° , o mesmo foi obtido geometricamente da modelagem 3D da suspensão dianteira. O valor calculado pelo software ADAMS/Car também é calculado geometricamente, portanto o valor

obtido como caster estático se aproximou nos dois métodos. No gráfico apresentado na Fig. (23) o valor estático é de $11,93^\circ$ e a variação de $11,54^\circ$ a $13,27^\circ$.

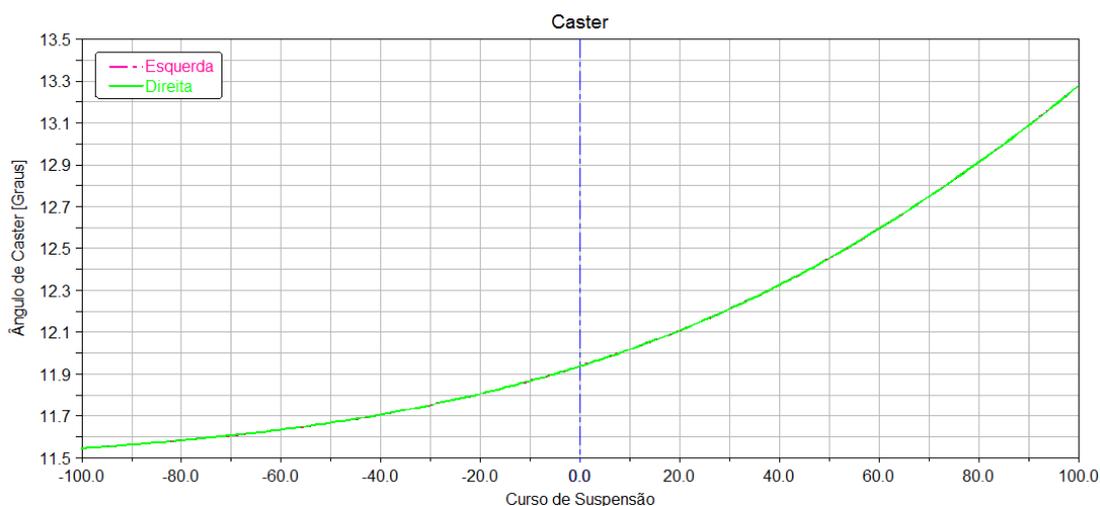


Figura 23 – Gráfico de variação do ângulo de caster no ADAMS/Car

O ângulo de caster permanecer positivo durante todo o curso da suspensão, principalmente na suspensão dianteira, é de grande importância, pois auxilia o retorno da roda após o exerceamento do veículo e influencia a cambagem em curvas positivamente.

4.1.4 Convergência

O ângulo estático de convergência, assim como o ângulo de câmbor, é um dado fornecido para a modelagem em ambiente multicorpos, portanto o ângulo definido em requisitos será o mesmo no gráfico apresentado na Fig. (24) que é zero.

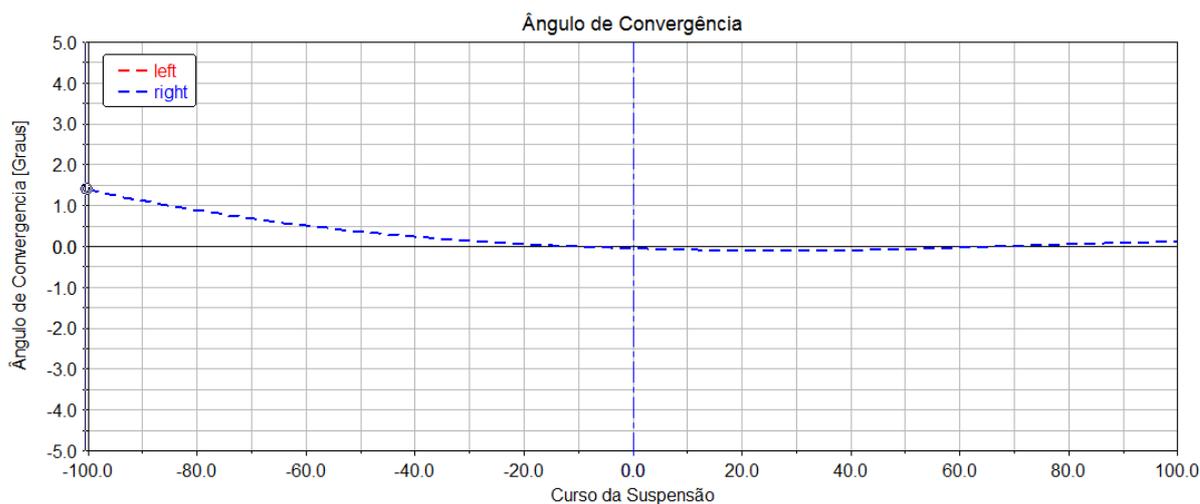


Figura 24 – Gráfico da variação do ângulo de convergência no ADAMS/Car

Esse parâmetro em uma suspensão do tipo Duplo A, sempre se espera que haja pouca variação, pois, o mecanismo se assemelha a um mecanismo de quatro barras, que não gera

variação de convergência. Quando é visualizada uma variação de convergência nesse tipo de suspensão é proveniente de erros de posicionamento da barra de direção.

A barra de direção pode causar uma força que puxa a roda para dentro quando a suspensão está em trabalho, por isso é importante o estudo da geometria de direção.

4.1.5 Inclinação do Pino Mestre

O ângulo estático de inclinação do pino mestre nos dois *softwares* apresentaram pouca variação, nos requisitos foi definido o valor de 4° e no gráfico da Fig.(25) o valor estático é de $4,1^\circ$.

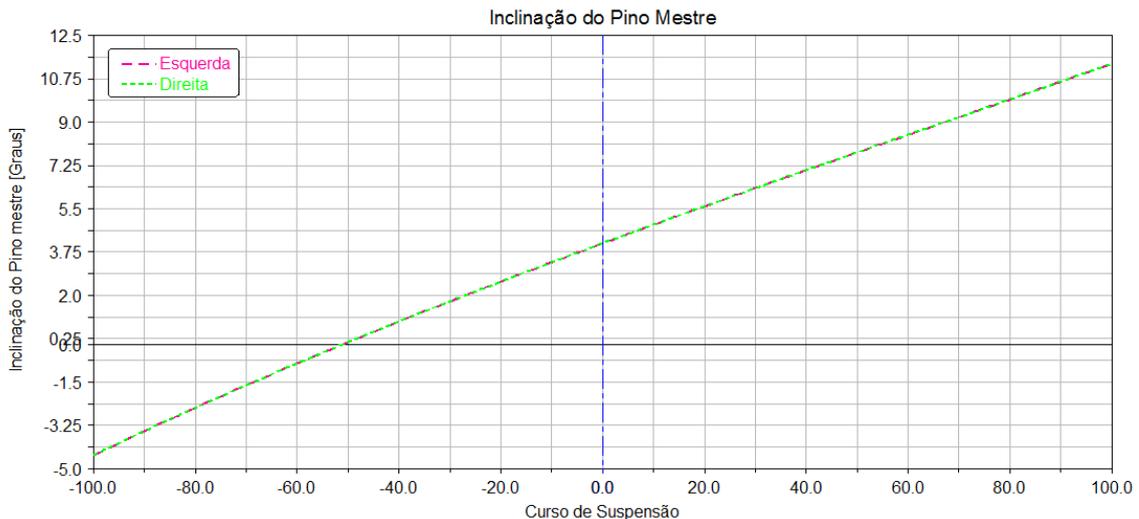


Figura 25 – Gráfico de variação da inclinação do pino mestre no ADAMS/Car.

A inclinação do pino mestre, assim como o caster, auxilia no retorno da roda para a posição original depois de um exerçamento. Para melhorias na suspensão é possível alterar parâmetros de suspensão e dimensões do braço para que a inclinação do pino mestre seja sempre positiva.

4.2 RESULTADOS SUSPENSÃO TRASEIRA

Utilizou-se a suspensão *Trailing arm* por apresentar parâmetros de suspensão onde não variam com o trabalho da suspensão. Esse tipo de suspensão não apresenta os parâmetros de caster e inclinação do pino mestre. Esses parâmetros são gerados pela inclinação da manga de eixo, peça responsável pela ligação dos braços inferiores e superiores da suspensão, porém, a geometria da suspensão *trailing arm* apresenta apenas uma bandeja de suspensão.

Para a suspensão traseira, assim como a dianteira, foi analisado o comportamento da suspensão pela simulação *parallel travel*, e assim foram obtidos os dados de câmbor e convergência.

A análise da suspensão do tipo *trailing arm* para competição tem como maior intuito compor o veículo completo, portanto suas análises são esperadas com o câmbor e convergência iguais a zero, devido a sua geometria. Porém, mesmo apresentando parâmetros constantes, é possível com a modelagem retirar forças geradas pelo trabalho da suspensão.

A Figura (26) apresenta a variação de câmbor na suspensão traseira, onde o esperado era um gráfico constante em zero, e apresenta uma variação pequena que pode ser desconsiderada por ser inviável reproduzir praticamente uma suspensão com graus na ordem de grandeza visualizados.

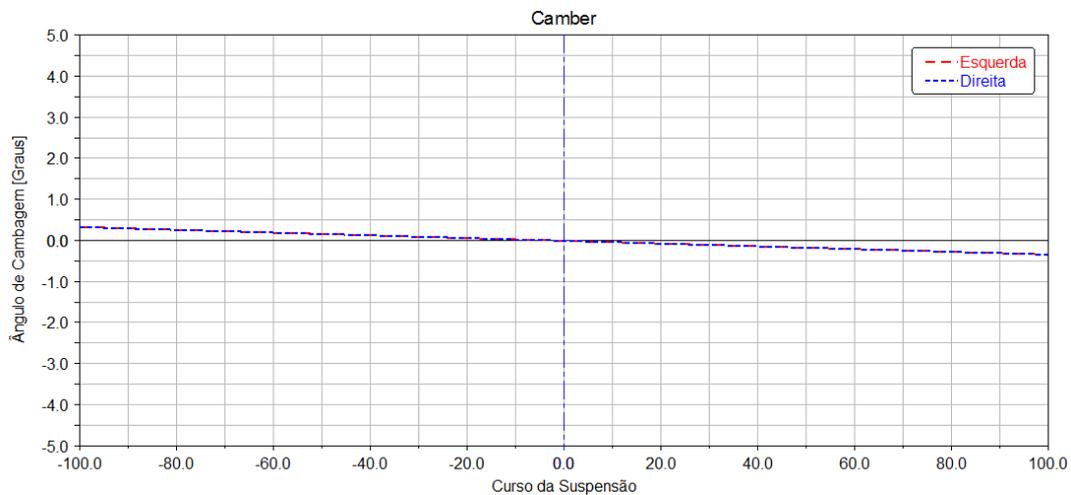


Figura 26 – Variação do ângulo de câmbor traseiro no ADAMS/Car

O ângulo de convergência, também é esperado um valor de zero, constante, o que foi encontrado no gráfico do ADAMS/Car (Fig. 27). A variação encontrada também pode ser desconsiderada para questão de construção.

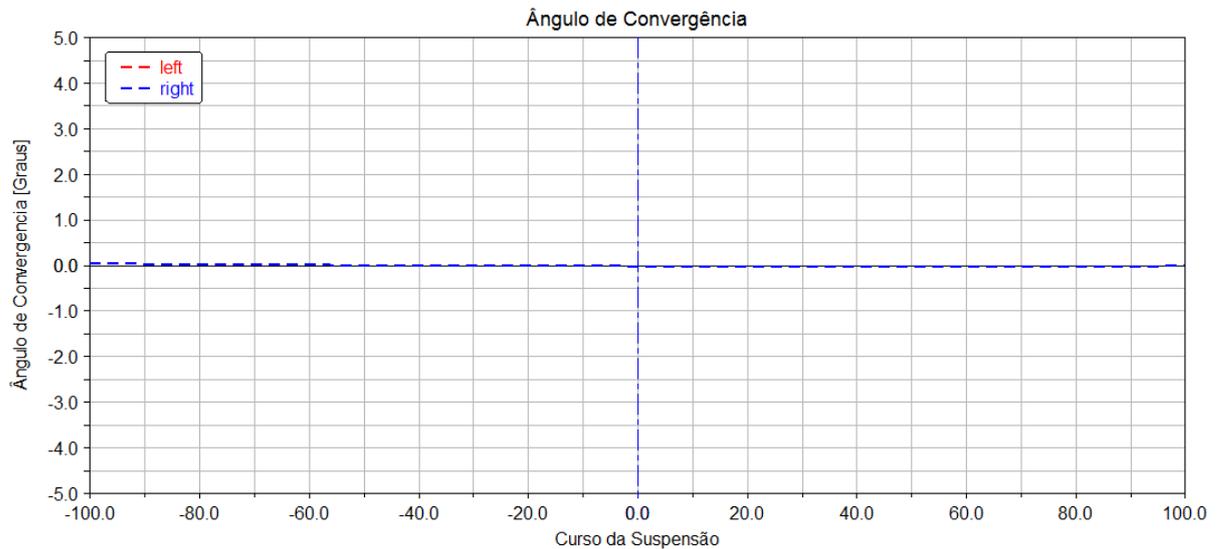


Figura 27 – Variação do ângulo de convergência traseira no software ADAMS/Car

4.3 DIFICULDADES DE MODELAGEM

Durante a modelagem do veículo completo foram encontradas dificuldades operacionais e de modelagem, nas quais, foram estudadas para possibilitar o funcionamento correto da simulação. A primeira parte do estudo foi realizada para o melhor entendimento das comunicações entre os subsistemas, no qual todos os subsistemas que devem ter *communicators* conectados estivessem mapeados.

O mapeamento desses *communicators* é feito no *software* Adams/Car® pela ferramenta *test communicators*, na qual apresenta uma lista de *communicators* que estão conectados e assim criada uma tabela aonde na vertical se encontram os *communicators* do tipo *input* e na horizontal os do tipo *output*.

A Tabela 3 apresenta um exemplo de como visualizar os *communicators* conectados.

Tabela 3 – Exemplo da tabela de *communicators*

| | | com. Input | | |
|---------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | | ci[lr]_exemplo1 | ci[lr]_exemplo9 | ci[lr]_exemplo4 |
| Communicator output | co[lr]_exemplo1 | x | | |
| | cos_exemplo2 | | | |
| | co[lr]_exemplo3 | | | |
| | cos_exemplo4 | | | |
| | co[lr]_exemplo5 | | | |
| | co[lr]_exemplo6 | | | |
| | cos_exemplo7 | | | |
| | co[lr]_exemplo8 | | | |
| | co[lr]_exemplo9 | | x | |

Os *communicators* que possuem o mesmo nome e tem o mesmo tipo (*single, left, right*) se conectam, portanto, na Tabela 3 é possível visualizar dois *communicators* do tipo *input* conectados e percebe-se um erro de comunicação entre o *ci[lr]_exemplo4* e o *cos_exemplo 4*, pois não são do mesmo tipo. Os erros que foram mapeados durante a modelagem foram erros como esse, ou erros de digitação.

A tabela criada nesse mapeamento completo de todos os subsistemas está presente no anexo III, aonde todos os *communicators* do tipo *input* devem estar conectados, porém existem alguns em negrito nos quais são os que não aparecem com o seu par na tabela por serem *communicators* de comunicação com o *test rig*.

Após todos os *communicators* verificados, foram estudadas as juntas de todos os subsistemas. Essa verificação é importante pois são essas que limitam os graus de liberdade de cada parte dos subsistemas. Portanto, foram estudados casos parecidos para auxiliar nas escolhas das juntas, havendo algumas adaptações para o veículo da equipe UnBaja. No anexo IV são apresentadas as tabelas de juntas utilizadas nos subsistemas que compõem o veículo, apresentando o tipo de junta utilizada e quais as partes dos subsistemas que estão sendo ligadas.

A principal dificuldade nas juntas ocorreu na junta "joltra_Joint9" do tipo translacional entre os parts *ge[lr]_tripot* e *ge[lr]_Tripot_to_differential* da suspensão traseira. A junta em questão representa um dos graus de liberdade que devem existir entre o eixo de transmissão e os semi-eixos da suspensão.

Na prática, são utilizadas juntas homocinéticas, nas quais permitem duas rotações e uma translação (Fig. 28), porém na modelagem no Adams/Car não existe a junta homocinética, deve-se combinar a junta *convel*, na qual permite os dois graus de rotação com uma junta translacional.

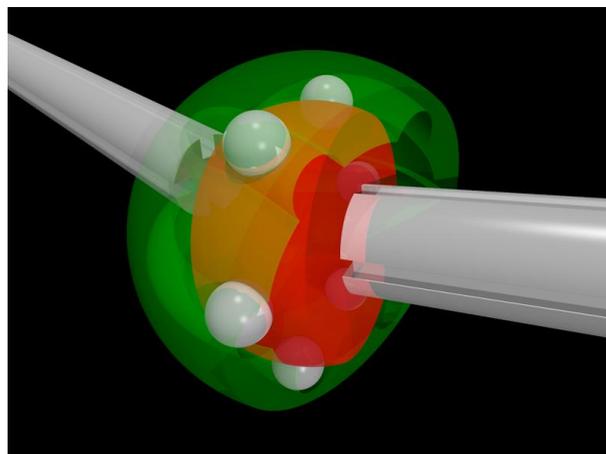


Figura 28 – Representação da junta homocinética

De acordo com o sistema de coordenadas adotado anteriormente (Fig.5), a junta homocinética permite translação em y e rotação em x e y. O movimento de translação, garante que a suspensão não trave quando em movimento. A Figura 29 esboça o movimento de translação durante o trabalho da suspensão.

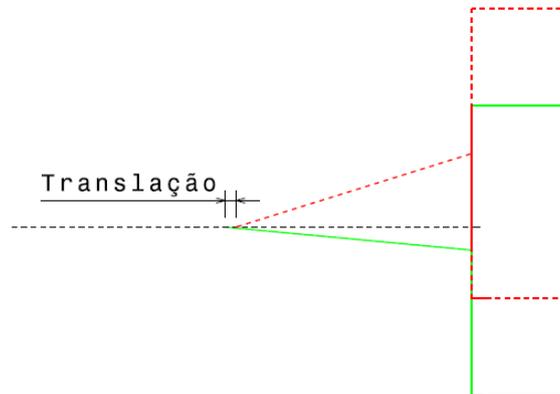


Figura 29 - Translação necessária para movimento da suspensão

Essa junta translacional existe no modelo multicorpos, porém, não tem um limite de translação definido, portanto, dependendo da rigidez do sistema de suspensão, essa translação aumenta ou diminui. Inicialmente, a análise foi realizada e o software não identificou nenhum erro na solução das equações dinâmicas, contudo, visualmente foi possível verificar que a translação não estava adequada, pois quando a suspensão trabalhava os semi-eixos se afastavam, como mostra a Figura 30.

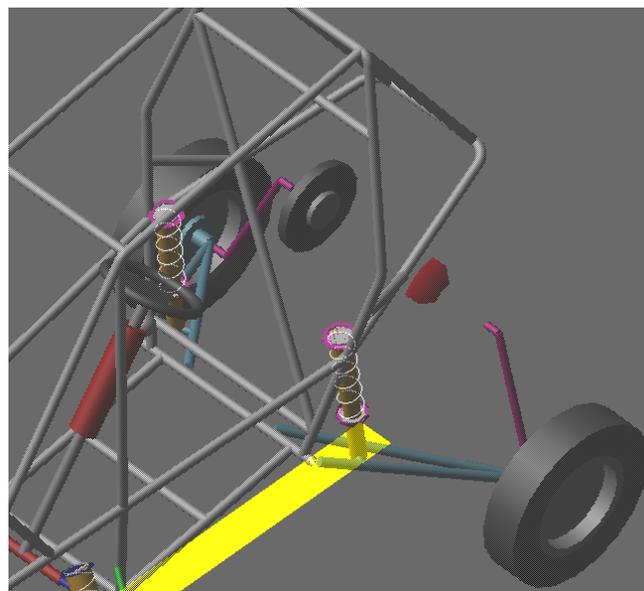


Figura 30 - Separação dos semi-eixos durante a análise.

Para corrigir o erro visualizado na primeira tentativa (Fig. 30) aumentou-se a rigidez da mola e o coeficiente de amortecimento para limitar a translação entre os semi-eixos. Ocorreu uma mudança perceptível após o aumento da rigidez da mola e a mudança no amortecedor, e foi possível realizar a análise sem erros pelo programa e visualmente correto, porém após a análise de resultados na interface de pós processamentos do *software* Adams/Car® verificou-se que os gráficos de velocidade de rotação das rodas traseiras apresentaram velocidade de rotação de aproximadamente 0 rot/min.

O principal erro verificado está entre a transmissão de força do sistema de *powertrain* para o semi-eixo da suspensão. Uma hipótese para o mal funcionamento do veículo completo é de que o subsistema de *powertrain* retirado do endereço eletrônico da MSC *software*, tenha uma restrição somente para a suspensão utilizada no modelo deles, na qual é uma suspensão dependente que faz ligação com o *powertrain* por meio de um atuador.

Além dos problemas descritos acima, foi verificado no veículo do site da MSC *software* que o *powertrain* apresenta no seu *template* um atuador que pode ser o que transmite a força para o subsistema de suspensão. Porém, o novo subsistema de suspensão modelado não apresenta nenhuma conexão com o atuador do *powertrain*.

5 CONCLUSÃO

Esse último capítulo apresenta as conclusões, assim como os trabalhos futuros e o que eles irão trazer de melhora para o modelo.

5.1 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo apresentar um procedimento de modelagem e análise dos subsistemas de suspensão dianteira, suspensão traseira, direção e chassi, assim como apresentar as dificuldades de modelagem de um veículo completo no *software* Adams/Car®.

A construção dos subsistemas de suspensão dianteira e traseira mostraram-se eficientes para as simulações propostas, utilizando a análise *parallel travel*. As análises realizadas foram comparadas com os valores estáticos definidos, apresentando em sua maioria, os mesmos valores da modelagem CAD e multicorpos. Na análise de resultados da suspensão dianteira a altura do centro de rolagem apresenta diferença de 38mm, causado pela mudança de metodologia de cálculo desse parâmetro.

Na modelagem do veículo completo foi verificado um erro na transmissão de forças do sistema de *powertrain* para o sistema de suspensão, no qual não permitiu a análise do mesmo. Concluindo que será necessária uma remodelagem utilizando uma metodologia diferente para que possibilite o funcionamento do veículo completo.

5.2 TRABALHOS FUTUROS

Para possibilitar a análise do veículo completo no *software* Adams/Car®, deve-se verificar a existência de erro no projeto da suspensão, no qual pode estar impossibilitando o funcionamento correto da mesma, e verificar a ligação entre os subsistemas de suspensão traseira e *powertrain*.

Sugere-se para trabalhos futuros a escolha de uma metodologia na qual utilize um veículo em funcionamento e modifique cada subsistema separadamente, possibilitando verificar de maneira mais organizada qual subsistema se encontra o erro de funcionamento. Pode-se também realizar um teste de *assembly* utilizando freios nas quatro rodas, com o intuito de verificar o comportamento do freio traseiro e o semi-eixo.

Com a correção realizada, pode-se analisar o modelo do veículo completo em curvas, pistas com obstáculos, possibilitando visualizar o comportamento do veículo com obstáculos parecidos com a competição Baja SAE.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALMEIDA, D.A.** “Dimensionamento cinemático e dinâmico de suspensão duplo A”. 2012. 83 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Faculdade de Tecnologia. Universidade de Brasília. Brasília.
- ANDRADE, G. O.** (2013). Dimensionamento Geométrico E Análise Elastocinemática De Suspensão Automotiva Do Tipo Duplo A, Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Automotiva– Universidade de Brasília.
- CAVALCANTI, G. O.** (2012). Desenvolvimento de uma Bancada de Testes Para Sistema de Suspensão. Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade de Brasília
- GILLESPIE, T.D.** “Fundamentals of vehicle dynamics”. 1992. Society of Automotive Engineers, Inc.
- HIBBELER, R.C.** Dinâmica: Mecânica para Engenheiros, 12ª ed., Prentice-Hall, 2011.
- JAZAR, N. R.** (2008) Vehicle Dynamics – Theory and Application
- LOTTERMAN, J. P. T.** (2014). Projeto Estrutural de Chassi Tipo Gaiola Para Veículos Minibaja: Análise Numérica e Experimental. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Automotiva. Universidade de Brasília.
- MANUAL TÉCNICO MSC. SOFTWARE CORPORATION, ADAMS/Car, 2003, MSC.ADAMS®.**
- MILIKEN, W. F., & MILIKEN, D.** (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International.
- NICOLAZZI, L. C., ROSA, E., LEAL, L. C. M.,** (2012). Uma Introdução à Modelagem Quase-estática de Veículos Automotores de Rodas. Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- PORTELLA, R. A.** (2008). Desenvolvimento de Suspensão para Veículo SAE Baja, Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade de Brasília.
- REIMPELL, J., Stoll, H., and BETZLER, J.W.** (2001). "The Automotive Chassis: Engineering Principles", Ed. Butterworth Heinemann, Oxford University.
- SAE BRASIL.** Baja 2016 RBSB 5 – Requisitos Gerais do Veículo – Av. Paulista, 2073 – Ed. Horsa II – Conj. 1003 – São Paulo.
- SILVA, R. C. & NUNES, M. A. A.,** (2014). MSC ADAMS: Guia Prático de Utilização. Ed. Edgard Blucher Ltda, São Paulo.
- SOBRAL, R. S.,** (2014). Análise Estrutural Para Vida À Fadiga de um Chassi Tipo Minibaja. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Automotiva. Universidade de Brasília
- TORRES, R.N.,** “Contribuição para o desenvolvimento de uma suspensão aplicada a um veiculo de fórmula SAE.”. 2011. 47 p., Trabalho de conclusão de curso – Universidade de Brasília – DF.

ANEXOS

| | | Pág. |
|-----------|---|------|
| Anexo I | Tutorial Modelagem Suspensão Duplo A – Adams/Car® * | - |
| Anexo II | Tutorial Modelagem Suspensão Trailing Arm- Adams/Car® * | - |
| Anexo III | Tabela de communicators | 53 |
| Anexo IV | Tabelas das juntas | 55 |

*Solicitar os Tutoriais ao Grupo de Modelagem e Simulação de Sistemas Automotivos (GMSSA)

TABELA DE COMMUNICATORS

| | | COMMUNICATORS INPUT | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------------------|---|---------------------------------|-----------------------|---------------------------|------------------|-----------------------|-------------------|------------------|-----------------|-----------------------|-------------------------------|----------------------|------------------------------|---------------------|------------------------|---------------------|------------------------|---------------------------|------------------|-----------------------------|------------------------------|------------------------|--------------------------|--|--|--|--|
| | | Suspensão Traseira | | | | | | | Freio | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | lir_location_rear_shock | lir_location_rear_arm | sis_drive_torque_adams_id | sis_drive_torque | sis_final_drive_ratio | lir_strut_to_body | sis_part_to_body | lir_arm_to_body | sis_rear_rotor_center | lir_front_tire_force_adams_id | lir_front_tire_force | lir_rear_tire_force_adams_id | lir_rear_tire_force | lir_front_camber_angle | lir_front_toe_angle | lir_front_wheel_center | sis_brake_demand_adams_id | sis_brake_demand | sis_rear_suspension_upright | lir_front_suspension_upright | sis_rear_rotor_to_axle | lir_front_rotor_to_wheel | | | | |
| COMMUNICATOR OUTPUT | Suspensão Traseira | cos_rear_rotor_center | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cor_suspension_upright | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_rear_suspension_upright | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_rear_rotor_to_axle | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_driveline_active | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_suspension_parameters_ARRAY | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cor_suspension_mount | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cor_wheel_center | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cor_camber_angle | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cor_toe_angle | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | Freio | cos_rear_axle_omega | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_max_brake_value | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | Powertrain | cor_tripot_to_differential | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_drive_torque | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_max_engine_braking_torque | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_max_engine_driving_torque | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_transmission_input_omega | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_clutch_displacement_ic | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_clutch_diff | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_max_throttle | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_engine_map | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_transmission_spline | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_max_engine_speed | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_min_engine_speed | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_max_gears | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | cos_diff_ratio | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | Chassi | cor_location_rear_shock | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cor_location_rear_arm | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cor_spring_to_body | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cos_subframe_to_body | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cos_powertrain_to_body | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cos_body_subsystem | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cor_part_to_body | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cor_Arm_to_body | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cor_damper_to_frame | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cor_arm_to_frame | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Direção | cos_max_steering_torque | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_max_rack_force | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_max_rack_displacement | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_max_steering_angle | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_steering_rack_joint | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_steering_wheel_joint | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Suspensão Dianteira | cor_tierod_to_steering | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_rack_housing_to_suspension_subframe | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_suspension_upright | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_wheel_center | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_suspension_mount | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_suspension_supright | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cos_suspension_parameters_ARRAY | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cor_camber_angle | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cor_toe_angle | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

| | | COMMUNICATORS INPUT | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------|---|------------------------------|---------------------|------------------------|---------------|-------------------------|----------------|------------------------|---------------------------|------------------------|-----------------|----------------------------|-------------------|----------------------------------|-------------------------|------------------------------|---------------------|------------------|-----------------------------|---|----------------------|------------------------|-----------------|-------------------|--|--|
| | | Powertrain | | | | | | | | Chassi | | | Direção | | Suspensão Dianteira | | | | | | | | | | | |
| | | sis_rear_axle_omega_adams_id | sis_rear_axle_omega | sis_axe_diff1_adams_id | sis_axe_diff1 | zlr_tire_force_adams_id | zlr_tire_force | sis_engine_to_subframe | sis_powertrain_it_to_body | sis_initial_engine_rpm | zlr_diff_tripot | sis_clutch_demand_adams_id | sis_clutch_demand | sis_transmission_demand_adams_id | sis_transmission_demand | sis_throttle_demand_adams_id | sis_throttle_demand | sis_rack_to_body | sis_steering_column_to_body | sis_rack_housing_to_suspension_subframe | sis_subframe_to_body | zlr_tierod_to_steering | zlr_ucs_to_body | zlr_strut_to_body | | |
| Suspensão Traseira | cos_rear_rotor_center | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_suspension_upright | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_rear_suspension_upright | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_rear_rotor_to_axle | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_driveline_active | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_suspension_parameters_ARRAY | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_suspension_mount | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_wheel_center | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_camber_angle | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_toe_angle | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Freio | cos_rear_axle_omega | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_max_brake_value | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Powertrain | cor_tripot_to_differential | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_drive_torque | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_max_engine_braking_torque | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_max_engine_driving_torque | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_transmission_input_omega | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_clutch_displacement_ic | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_clutch_diff | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_max_throttle | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_engine_map | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_transmission_spline | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_max_engine_speed | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_min_engine_speed | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_max_gears | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_diff_ratio | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_engine_speed | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cos_engine_rpm | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cos_rotation_diff | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Chassi | cor_location_rear_shock | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_location_rear_arm | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_spring_to_body | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_subframe_to_body | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_powertrain_to_body | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_body_subsystem | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_part_to_body | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_Arm_to_body | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_damper_to_frame | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_arm_to_frame | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cos_rack_to_body | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cos_steering_column_to_body | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cor_ucs_to_body | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cor_strut_to_body | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Direção | cos_max_steering_torque | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_max_rack_force | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_max_rack_displacement | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_max_steering_angle | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_steering_rack_joint | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_steering_wheel_joint | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cor_tierod_to_steering | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Suspensão Dianteira | cos_rack_housing_to_suspension_subframe | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_suspension_upright | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_wheel_center | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_suspension_mount | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cor_suspension_supright | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | cos_suspension_parameters_ARRAY | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cor_camber_angle | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| cor_toe_angle | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

TABELA DAS JUNTAS

| Juntas da suspensão traseira | | | |
|-------------------------------|---------------|--------------------------|-------------------------------|
| Nomenclatura | Tipo | I Part | J Part |
| jolcon_Joint1 | Convel | gel(r)_Spindle | gel(r)_Drive_shaft |
| jolcon_Joint2 | Convel | gel(r)_tripot | gel(r)_Drive_shaft |
| johoo_Joint3 | Hookle | gel(r)_Arm | gel(r)_Lower_strut |
| jolph_Joint4 | spherical | gel(r)_Upper_strut | mt(r)_Strut_to_body |
| jolph_Joint5 | revolute | gel(r)_Arm | ges_Subframe |
| jolrev_Joint6 | revolute | gel(r)_Arm | gel(r)_Spindle |
| joltra_Joint8 | Translational | gel(r)_Upper_strut | gel(r)_Lower_strut |
| joltra_Joint_reste | Translational | gel(r)_tripot | gel(r)_Tripot_to_differential |
| jofix_Subframe_fixed | Fixed | ges_Subframe | mts_Part_to_body |
| Juntas da suspensão dianteira | | | |
| Nomenclatura | Tipo | I Part | J Part |
| jolph_Joint_1 | Spherical | gel(r)_Upright | gel(r)_Lower_control_arm |
| jolph_Joint_2 | Spherical | gel(r)_Upright | gel(r)_Upper_control_arm |
| jolph_Joint_3 | Spherical | gel(r)_Spindle | gel(r)_Tierod |
| jolrev_Joint_4 | Revolute | gel(r)_Upright | gel(r)_Upright |
| jolrev_Joint_5 | Revolute | gel(r)_Upper_control_arm | ges_Subframe |
| jolrev_Joint_6 | Revolute | gel(r)_Upper_control_arm | mt(r)_uca_to_body |
| johoo_Joint_7 | Hookle | gel(r)_Lower_strut | gel(r)_Lower_control_arm |
| johoo_Joint_8 | Hookle | gel(r)_Upper_strut | mt(r)_strut_to_body |
| johoo_Joint_9 | Convel | gel(r)_Tierod | mt(r)_tierod_to_steering |
| johoo_Joint_10 | cylindrical | gel(r)_Lower_strut | gel(r)_Upper_strut |
| jofix_Subframe_fixed | Fixed | ges_Subframe | mts_subframe_to_body |
| Juntas da direção | | | |
| Nomenclatura | Tipo | I Part | J Part |
| jfix_rigid_rack_housing_mount | Fixed | ges_rack_housing | sws_rack_house_mount |
| jorev_steering_input_shaft | Revolute | ges_steering_shaft | ges_rack_housing |
| jocyl_steering_column_to_body | Cylindrical | ges_steering_shaft | mb_steering_column_to_body |
| jorev_pinion | Revolute | ges_pinion | ges_rack_housing |
| jorev_steering_wheel | Revolute | ges_steering_wheel | mb_steering_column_to_body |
| jotra_rack_to_rackhousing | Translational | ges_rack | ges_rack_housing |
| Juntas do powertrain | | | |
| Nomenclatura | Tipo | I Part | J Part |
| jfix_rigid_engine_mount | Fixed | ges_powertrain | sws_engine_mount_option |